



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**PODÁVACÍ VÁLCE KRUHOVÝCH TYČÍ PRO
KOSOÚHLOU ROVNAČKU**

FEEDING ROLLER FOR BAR STRAIGHTENER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Dávid Hasík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Omes, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. Dávid Hasík**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Omes, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Podávací válce kruhových tyčí pro kosoúhlou rovnačku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zařízení je součástí rovnací linky na rovnání kruhových tyčí. Podávací válce jsou umístěny na ose rovnání v uspořádání příváděcí žlab, podávací válce a kosoúhlá rovnačka. Po nahození tyče mezi otevřené kosoúhlé podávací válce se válce sevrou a roztočí. Tyč se šroubovým pohybem dopraví do předem nastavené rovnačky.

Cíle diplomové práce:

Provést analýzu problému.
Návrhové a kontrolní výpočty.
Sestavní výkres dorazů a detailní výkresy.
Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů, Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje I. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1037-X.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje II. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1038-8.

NOVOTNÝ, Karel. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Brno: VUT FSI v Brně, 2002.

STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. ISBN 80-7082-738-6.

RUDOLF, Bedřich. Výrobní stroje a zařízení II. Praha: ČVUT Praha, 1990.

DRASTÍK, František. Výpočty z oboru kování a lisování. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1972

ŠTRBA, Marián a Jiří JANOUŠ. Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky: československá státní norma ČSN 21 0001: schválena listopad 1996. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1996.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práca sa zaoberá v úvodnej časti analýzou súčasného stavu poznania v problematike podávania tyče pre rovnačky. Následne sú v práci vypracované tri konštrukčné varianty, z ktorých je jedna vybraná ako hlavná. Táto varianta je detailne popísaná, výpočtovo podložená a sú na jej základe vypracované výkresy.

ABSTRACT

The diploma thesis consists of two main parts. First part contains analysis of general knowledge of bar feeding machines in the straightening industry. Second part of the thesis follows with three designs of feeding roller devices. One of the designs is chosen and deeply described with drawings included.

KĽÚČOVÉ SLOVA

Podávacie valce, rovnacia linka, rovnanie, konštrukčný návrh podávacieho zariadenia

KEYWORDS

Feeding roller, straightening line, straightening, feeding machine design

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

HASÍK, Dávid. *Podávací válce kruhových tyčí pro kosoúhlou rovnačku*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132337>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Ing. Jiří Omes, Ph.D..

POĎAKOVANIE

Rád by som poďakoval Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D. za usmernenie pri vypracovávaní diplomovej práce.

Obrovské poďakovanie by som chcel venovať rodine za podporu počas vypracovávania diplomovej práce a takisto počas celého štúdia.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Jiřího Omesa, Ph.D. a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 20.5.2021

.....

Bc. Dávid Hasík

OBSAH

1	ÚVOD	17
2	ANALÝZA SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA	19
2.1	Proces rovnania	19
2.1.1	Ručné rovanie	19
2.1.2	Strojné rovanie	19
2.2	Rovnacie stroje	20
2.2.1	Rovnačky na plechy a zvitky	20
2.2.2	Rovnačky na profily	21
2.2.3	Výrobná linka kosohlého rovnania	21
2.2.4	Kosohlé rovnačky	22
2.3	Zariadenia pre prepravu materiálu	24
2.3.1	Podávače tyčí pre sústruhy	24
2.4	Podávacie valce pre rovnačky	26
2.4.1	Podávacie valce firmy Bültmann	27
2.4.2	Podávacie valce firmy Rollform	28
2.4.3	Podávacie valce firmy SMS Group	29
2.4.4	Podávacie valce firmy Turner	30
2.4.5	Podávacie valce firmy ŽŽAS	32
2.5	Pohon podávacích valcov	33
2.5.1	Rotačné hydromotory	33
3	KONŠTRUKČNÝ NÁVRH	36
3.1	Zadané hodnoty	36
3.2	Vlastnosti	36
3.3	Variant I	37
3.3.1	Uloženie podávacích valcov	38
3.3.2	Zhrnutie vlastností	40
3.4	Variant II	41
3.4.1	Uloženie podávacích valcov	43
3.4.2	Zhrnutie vlastností	44
3.5	Variant III	45
3.5.1	Silová analýza	45
3.5.2	Vlastnosti tyče	45
3.5.3	Určenie prítlačnej sily	47
3.5.4	Otáčky podávacieho valca	48
3.5.5	Určenie veľkosti potrebného momentu	49
3.5.6	Pohon valcov	51
3.5.7	Rám podávacích valcov	52
3.5.8	Uloženie podávacích valcov	53
3.5.9	Životnosť ložiska horného podávacieho valca	54
3.5.10	Životnosť ložiska dolného podávacieho valca	56
3.5.11	Návrh tesného pera	58
3.5.12	Kontrola drážkovania	59
3.5.13	Zvislý posuv	60
3.5.14	Lineárne vedenie	61
3.5.15	Rám zariadenia	62
3.5.16	Tvar valcov	63

3.5.17 Zhrnutie vlastností.....	64
4 ZÁVER.....	65
5 ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV.....	67
6 ZOZNAM SKRATIEK, SYMBOLOV, OBRÁZKOV A TABULIEK.....	69
6.1 Zoznam použitých symbolov a skratiek.....	69
6.2 Zoznam tabuliek	71
6.3 Zoznam obrázkov	71
7 ZOZNAM PRÍLOH.....	73

1 ÚVOD

Tyče s kruhovým prierezom a trubky sú jedny z najviac používaných typov polotovarov v priemysle. Pri výrobnom procese a spracovaní týchto polotovarov súčasne pôsobí aj viacero nežiadúcich faktorov. Jedná sa napríklad o vplyv zmeny teploty alebo pôsobenie rôznych vonkajších a vnútorných síl na daný polotovar. Tieto faktory môžu vytvárať nežiadúcu krivosť. Kruhové profily a trubky musia často spĺňať rôzne technické požiadavky, aby bolo možné použiť daný polotovar k spracovaniu do finálnej podoby súčiastky. Jednou z takýchto požiadaviek je aj dosiahnutie geometrickej presnosti.

Pre dosiahnutie minimálnej krivosti kruhového typu polotovaru je využívaný proces kosouhlého rovnania. Tento proces je vykonávaný na kosouhlých rovnačkách. Ich názov vychádza z tvaru rovnacích valcov. Kosouhlé rovnačky majú v hornej a spodnej rade nad sebou uložené kosouhlé rovnacie valce. Pri dvojvalcových rovnačkách je osadený len jeden horný a jeden dolný rovnací valec. Tvar valcov vychádza z tvaru jednoosého hyperboloidu. Tyč je vedená a zároveň rovnaná týmito valcami, pričom vykonáva skrutkovicový pohyb.

Popísaný proces prebieha v rovnačke. Samotná rovnačka sa nachádza v linke, ktorá obsahuje viacero ďalších pomocných strojov a zariadení. Táto linka zvyčajne začína privádzacím žľabom, pokračuje podávacími valcami, ktoré pomáhajú dopraviť tyč skrz vpustku do kosouhlej rovnačky, z ktorej je následne tyč vyťahovaná vyťahovacími valcami.

Táto diplomová práca sa v prvej časti zaoberá všeobecnou analýzou podávacích valcov pre kosouhlú rovnačku. V tejto analýze popisuje aj komponenty, z ktorých sa toto zariadenie skladá. Druhá časť záverečnej práce nadväzuje na prvú a zaoberá sa návrhom podávacích valcov pre kosouhlú rovnačku s presne špecifikovanými parametrami.

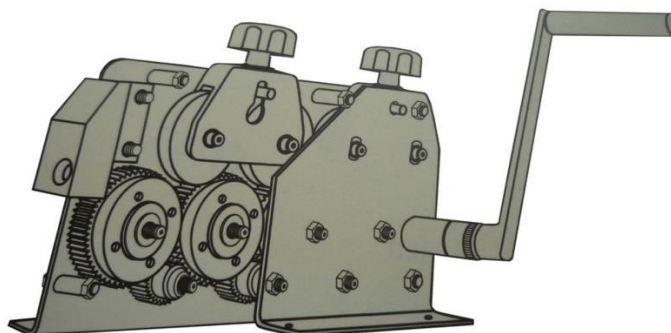
2 ANALÝZA SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA

2.1 Proces rovnania

Rovnanie je proces spadajúci do skupiny technológie plošného tvárnenia. Proces rovnania pozostáva z ohýbania polotovaru v snahe eliminácie nežiadúcich deformácií. Vďaka odstráneniu týchto deformácií je možné ďalej spracovať polotovar, ktorý už spĺňa geometrické požiadavky.

2.1.1 Ručné rovanie

Najjednoduchším typom rovnania je rovanie ručné. Proces ručného rovnania využíva ľudskú silu spojenú s jednoduchým ručným nástrojom určeným pre rovanie. Môže sa jednať o ručné kladivo, ale takisto o sofistikovanejšie nástroje. Princíp týchto ručných nástrojov je rovnaký ako pri rovaní strojnom. Ručné rovanie je najčastejšie využívané pre rovanie drôtov a plechov malých hrúbok a rozmerov. Je to jednoduchá, no obľúbená technológia, ktorá je ale limitovaná ľudskou silou. Na obr. 1 je možné vidieť príklad ručnej rovnačky na drôt od firmy Profing. [1]



Obr. 1) Ručná rovnačka drôtu od firmy Profing

Okrem týchto nástrojov, je k rovnaniu využívaný aj plameň. Rovnanie plameňom je rýchla metóda, využívaná napr. pre rovanie materiálu, ktorý bol zmrštený pri zvaraní.

2.1.2 Strojné rovanie

Strojné rovanie je technológia patriaca do skupiny tvárnenia, ktorá slúži k rovnaniu plechov, profilov, tyčí, trubiek a podobných druhov polotovarov. Rovnanie môže prebiehať v lise alebo v strojoch využívajúcich rôzne druhy valcov. Počas procesu rovnania v strojoch s rovnacími valcami prechádza materiál medzi radou odsadených valcov. Tento materiál je počas tohto procesu pružne plasticky ohýbaný v oboch smeroch, pričom je snahou odstrániť nežiadúcich krivostí. Na konci procesu rovnania je materiál vyrovnaný s požadovanou toleranciou. Príčina nežiadúcich nerovností sa nachádza v procese spracovania materiálu. Nerovnosti vznikajú vplyvom teplotných rozdielov, prípadne pri jeho manipulácii.

2.2 Rovnacie stroje

Rovnanie a stroje pre neho určené sa líšia podľa tvaru a vlastností materiálu a podľa požadovaných geometrických presností.

2.2.1 Rovnačky na plechy a zvitky

Rovnačky na plechy a zvitky majú zvyčajne nepárny počet valcov, pričom dole je zvyčajne o jeden viac. Pred a za týmito rovnačkami bývajú pomocné valce pre usmernenie materiálu. Tieto rovnačky majú obvykle poháňané valce pomocou elektromotorov. Pre tento pohon je ale nutné použiť prevodovku, rozvodovku a kĺbové hriadele. K dosiahnutiu čo najefektívnejšieho rovnania by mal byť priemer a rozstup valcov čo najmenší. Priemer valcov a ich rozstup spolu rozmerovo súvisia, s čím je nutné počítať. Pre dosiahnutie rovinnosti tenkých plechov je nutné použiť väčšieho množstva rovnacích valcov. [2] [3]



Obr. 2) Rovnačka na plech od firmy MG SRL

2.2.2 Rovnačky na profily

Stroje pre rovnanie profilov využívajú viaceré valce, resp. kotúče uložené proti sebe. Poháňané sú zvyčajne len spodné kotúče, pričom pohon býva riešený elektromotorom cez prevodovku. Horné kotúče nie sú poháňané, no sú samostatne zvislo nastaviteľné. Rovnačky na profily využívajú pre správne privedenie materiálu dva páry privádzacích kotúčov v dvoch na seba kolmých rovinách. Rovnacie kotúče sú zvyčajne osadené len v jednej - zvislej rovine, no s možnosťou ich prestavenia o 90° pre rovnanie aj vo vodorovnej rovine. Pre usmernenie vychádzajúceho materiálu z rovnačky je využívaný vyrovnávací kotúč. Pri použití rovnacích kotúčov v tvare dvoch spojených kužeľov so sklonom 45° je možné rovnať veľkú škálu rozmerov profilov. Pre správne silové pôsobenie pri rovaní rôznych rozmerov profilov je ale nutná zmena rozstupu valcov. Z tohto dôvodu je možná horizontálna zmena polohy valcov. [2] [4]



Obr. 3) Rovnačka na profily od firmy Bültmann

2.2.3 Výrobná linka kosohlého rovnania

Linka slúžiaca pre rovnanie tyčí s kruhovým prierezom a trubiek je zložená z viacerých strojov a zariadení. Materiál je najprv dopravovaný a rozdeľovaný na jednotlivé kusy pomocou rôznych typov dopravníkov. Jednotlivé kusy ďalej prechádzajú do žľabu, ktorý usmerňuje tieto polotovary do podávacích valcov. Zariadenie podávacích valcov podáva tyč skrz vpustku do hlavnej časti linky – rovnačky. Rovnačka vykonáva žiadaný proces rovnania za súčasného skrutkovicového pohybu tyče, ktorá je následne vyťahovaná vyťahovacími valcami.

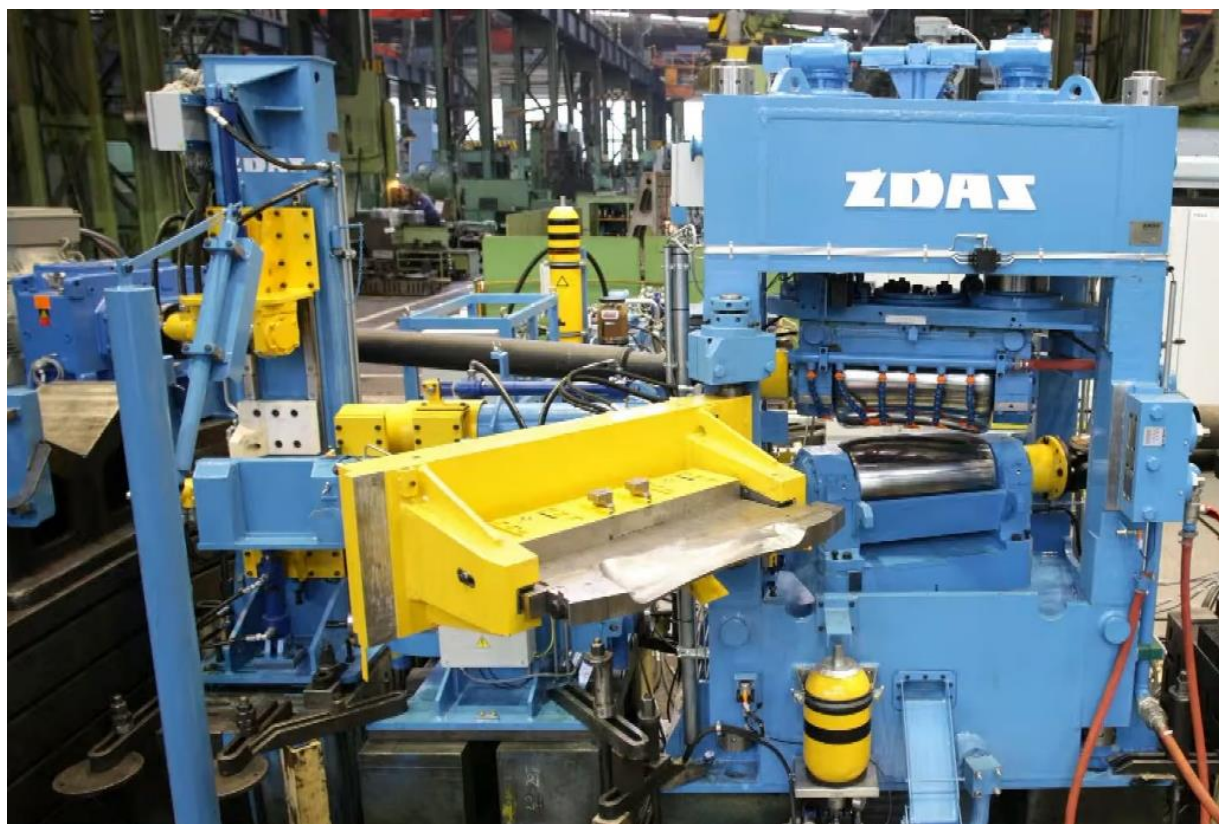
2.2.4 Kosouhlé rovnačky

Kosouhlé rovnačky sú stroje používané pre rovinanie tyčového materiálu s kruhovým prierezom. Vo svete existuje viacero výrobcov, ktorý sa zaoberajú nie len rovnačkami, ale aj pomocnými strojmi a zariadeniami spojenými s procesom rovinania. Keďže rovinanie tyčí je rozmerovo a technicky náročná technológia, tieto stroje sú vyrábané skôr v jednotkách kusov. Kosouhlé rovnačky je možné rozdeliť do dvoch skupín na základe počtu použitých valcov, a to na dvojvalcové a viacvalcové kosouhlé rovnačky.

Dvojvalcové kosouhlé rovnačky

Tento typ rovnačiek využíva dva valce uložené nad sebou. Horný valec býva konkávny, pričom dolný valec je konvexný. Obidva tieto valce sú poháňané. Z dôvodu použitia len dvoch valcov musia byť použité vodiace pravítka, ktoré môžu byť značne namáhané pri nesprávnom nastavení uhlového natočenia valcov. Pri takomto namáhaní môže navyše dôjsť k poškodeniu povrchu rovnanej tyče. Takýto typ rovnačky je možné vidieť na Obr. 4. [5]

Výhodou dvojvalcových kosouhlých rovnačiek je schopnosť dosiahnutia vysokej presnosti a to aj na koncoch rovnaného materiálu. Nevýhodou týchto rovnačiek je dosahovanie nižšieho výkonu oproti viacvalcovým rovnačkám. Nižší výkon je dôsledkom nižšieho uhlu natočenia valcov oproti viacvalcovým rovnačkám. Uhol natočenia je limitovaný použitím vodiacich pravítok.

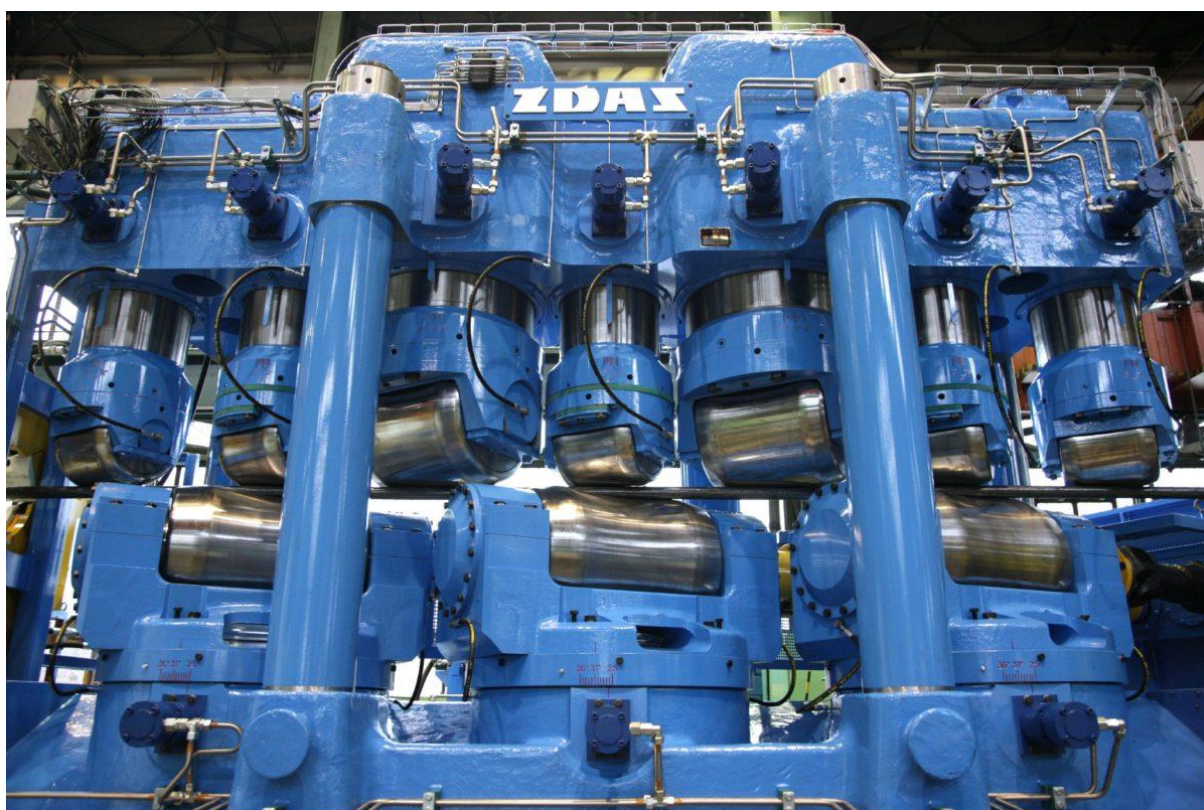


Obr. 4) Dvojvalcová rovnačka XRK 2-80 od firmy ŽDAS

Viacvalcové kosouhlé rovnačky

Kosouhlé rovnačky s väčším počtom valcov rovnajú materiál s valcami v tvare konkávných jednoosých hyperboloidov. Viacvalcové rovnačky sa skladajú z valcov uložených v hornom a spodnom rade a nedisponujú žiadnymi vodiacimi pravítkami. Absencia vodiacich pravítok umožňuje zvýšenie uhlu natočenia valcov a vďaka tomu zvyšuje aj výkon rovnačky. Značnou nevýhodou tohto typu rovnačiek je neschopnosť rovnať konce rovnaného materiálu.

Medzi viacvalcové kosouhlé rovnačky spadajú všetky rovnačky s väčším počtom valcov ako dva. Poloha, pohon a účel jednotlivých valcov sa líši v závislosti na počte použitých valcov v rovnačke. Na Obr. 5 je možné vidieť desaťvalcovú rovnačku od firmy ŽĎAS. [6]



Obr. 5) Desaťvalcová rovnačka od firmy ŽĎAS

2.3 Zariadenia pre prepravu materiálu

V technologických procesoch je materiál, resp. polotovár dopravovaný a podávaný rôznymi druhmi zariadení. V tejto kapitole sú popísané zariadenia, ktoré prepravujú tyčový materiál.

2.3.1 Podávače tyčí pre sústruhy

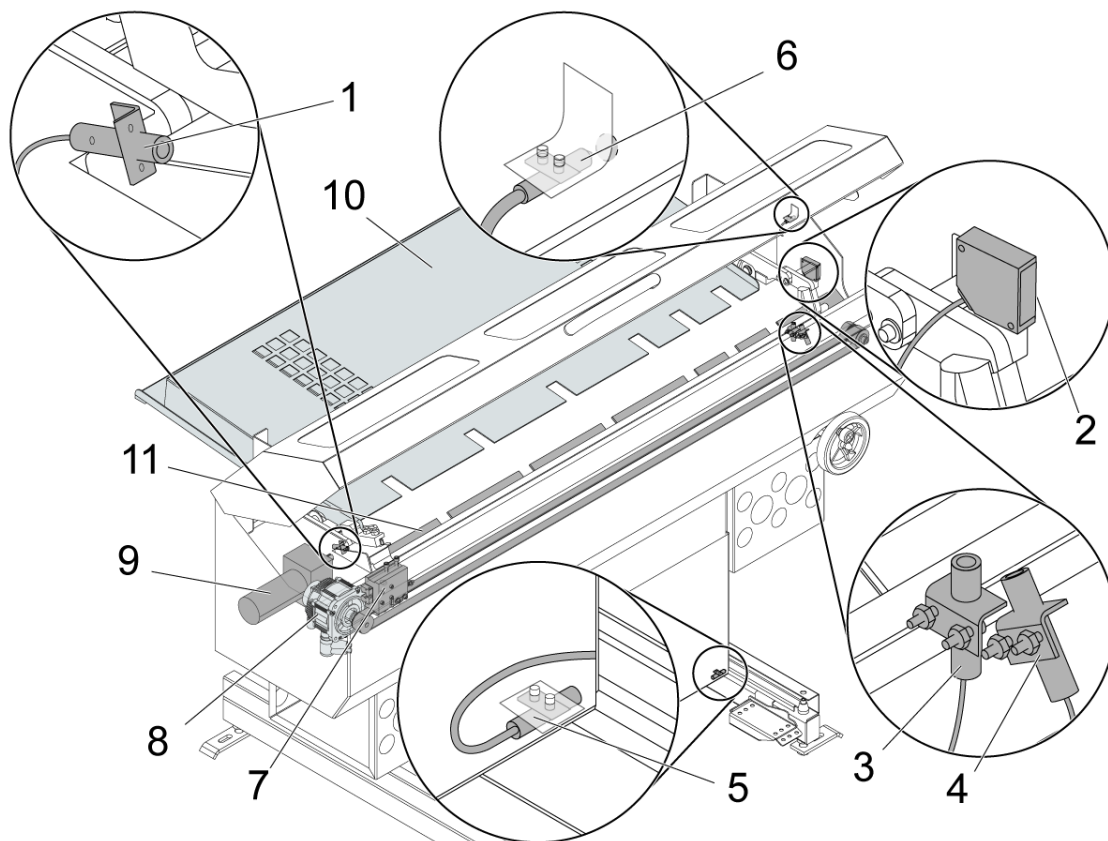
Podávače tyčí využívané pri procese sústruženia dopravujú obrábaný materiál do pracovného priestoru. Tieto pomocné zariadenia fungujú na princípe tlačenia tyče do obrábacieho priestoru tlačníkom. Tyč je vedená vo vodiacom žľabe, z ktorého sa posúva do vretenovej vložky.

Existujú viaceré typy podávačov tyčí a sú delené podľa nasledujúcich kategórií:

- i) Podľa druhu pohonu
 - Pneumatické
 - Elektrické
- ii) Podľa počtu vretien sústruhu
 - Jednovretenové
 - Viacvretenové
- iii) Podľa dĺžky tyčí
 - Podávače krátkych tyčí
 - Podávače dlhých tyčí
- iv) Podľa spôsobu prepravy materiálu
 - Bez zásobníka
 - So zásobníkom

Pre ukážku je na nasledujúcom obrázku zobrazená schéma podávača tyčí pre sústruhy od firmy Haas. Tento podávač sa skladá z nasledujúcich komponentov: [7]

- 1 – senzor domovskej polohy ;
- 2 – prepínač EOB;
- 3 – senzor „Q“;
- 4 – senzor vloženej tyče;
- 5 – senzor polohy;
- 6 – dverový senzor;
- 7 – tlačník a remenica;
- 8 – servomotor vozíku;
- 9 – DC motor nakladača tyče;
- 10 – vstupný žľab;
- 11 – vodiaci žľab



Obr. 6) Haas podávač tyčí

Takýto typ zariadenia by mohol slúžiť k návrhu podávacieho systému tyčí aj pre rovnačky. Jednalo by sa ale o značnú zmenu časti rovnacej linky, nie len o zmenu podávacích valcov. Namiesto privádzacieho žľabu, vpustiek a podávacích valcov by mohlo byť použité jedno veľké zariadenie podobné podávaču tyčí pre sústruhy. Je ale možné, že by takýto typ zariadenia priniesol viac nevýhod ako výhod.

2.4 Podávacie valce pre rovnačky

Preprava tyčového materiálu v procese kosohlého rovnania tyčí k rovnačke je zabezpečovaná podávacími valcami. Podávacie valce sú zariadenie, ktoré je prispôsobené potrebám a obmedzeniam danej rovnacej linky. Proces rovnania a rovnacie linky sú v porovnaní s inými druhmi technológií menej časté. Z tejto skutočnosti vyplýva fakt, že aj podávacie valce sú vyrábané v malých množstvách.

Na webových stránkach výrobcov rovnacích strojov a zariadení nie sú verejne dostupné bližšie informácie o podávacích valcoch. V popise o rovnačkách je maximálne spomenutá informácia, že daný výrobca poskytuje aj pomocné zariadenie, do ktorého spadajú aj podávacie valce.

V tejto podkapitole sú rozoberané verejne dostupné snímky podávacích valcov rôznych výrobcov.

2.4.1 Podávacie valce firmy Bültmann

Ako je možné vidieť na obr. 7, rám stroja a takisto rám, ktorý nesie podávacie valce je tvorený zo zvaranej konštrukcie.[8] Celá konštrukcia zariadenia je pravdepodobne uchytená k rovnačke a medzi ňou a rovnačkou je ešte umiestnený vstupný žľab.

Podávacie valce nie sú natočené, sú rovnobežné a kolmé k osi rovnania. Ich pohon nie je bohužiaľ možné vidieť. Využívajú ale otvor v ráme a sú pravdepodobne poháňané zo zadnej strany. Na zadnej strane je pravdepodobne umiestnené aj vedenie rámu s podávacími valcami. Táto varianta posúva ťažisko bližšie k stredu celého rámu a znižuje prípadné namáhanie na vedenie.

Výškový posuv spodného podávacieho valca je uskutočňovaný pomocou priamočiareho hydraulického valca. Posuv horného valca nie je možné vidieť a nie je jasné, či je vôbec možný.

Tvar podávacích valcov je z priloženej snímky ťažko určiteľný. Podávacie valce majú pravdepodobne tvar hyperboloidný alebo prizmatický.



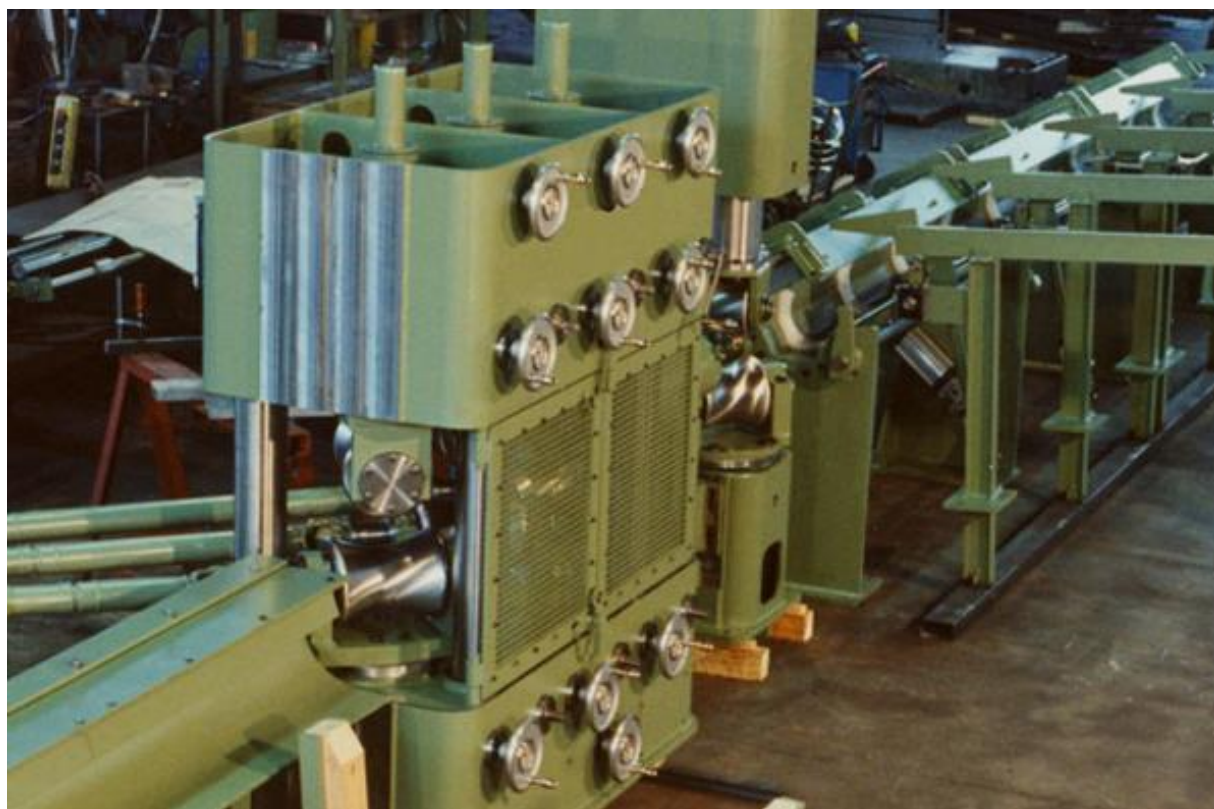
Obr. 7) Podávacie valce a rovnačka firmy Bültmann

2.4.2 Podávacie valce firmy Rollform

Podávacie valce firmy Rollform na obr. 8 nie sú príliš dobre vidieť. [9] Na obrázku je možné v prednej časti vidieť kosouhlú rovnačku, za ktorou sú skryté podávacie valce. Táto snímka je ale takisto zaujímavá pre ukážku variability konštrukčných návrhov podávacích valcov.

Ako je možné vidieť, rám podávacích valcov je tvorený z tzv. C – rámu. Takýto typ rámu sa využíva prevažne vo väčších výrobných strojoch. Celé zariadenie je umiestnené medzi privádzacím žľabom a rovnačkou a svojou výškou pravdepodobne prevyšuje aj rovnačku.

Tvar valcov sa zdá byť hyperboloidný. Tento predpoklad je podložený aj daným natočením podávacích valcov. Osi podávacích valcov sú mimobežné, no nie je jasné, či je možné ich natačanie pre dosiahnutie líniového styku medzi valcom a tyčou.



Obr. 8) Rovnacia linka firmy Rollform

2.4.3 Podávacie valce firmy SMS Group

V tejto podkapitole sú popísané podávacie valce firmy SMS Group. Na snímke je možné jasne vidieť konštrukciu zariadenia podávacích valcov, rám zariadenia, pohon, natočenie aj umiestnenie zariadenia. [10]

Rám stroja je znova tvorený C – rámom. Mohutná konštrukcia umožňuje výškový posuv horného podávacieho valca. Pri spodnom valci nie je možné určiť možnosť výškového posuvu.

Podávacie valce sú voči sebe natočené. Zaujímavosťou je pohon pomocou radiálneho piestového motora, ktorý je vhodný pre náročné aplikácie a dokáže vyvodiť obrovský moment oproti iným hydraulickým motorom. Medzi motorom a uložením podávacieho valca je skriňa, v ktorej by mohla prípadne byť uložená prevodovka.

Tvar podávacích valcov je s najväčšou pravdepodobnosťou hyperboloidný, resp. podobný hyperboloidu.



Obr. 9) Podávacie valce firmy SMS Group

2.4.4 Podávacie valce firmy Turner

Ďalšou ukážkou podávacích valcov sú dva rôzne konštrukčné varianty od jednej firmy. Jedná sa o firmu Turner.

Na prvom priloženom obrázku je možné vidieť podávacie valce pripojené k rámu rovnačky. Tento rám je zváraný. Jedná sa ale viditeľne o malé rozmery rovnaných tyčí. Pripojenie rámu podávacích valcov k rovnačke môže viesť k ušetreniu materiálu, no zároveň zvyšuje namáhanie rámu rovnačky. Takisto to môže byť nevýhoda v prípade nutnosti výmeny alebo poruchy jedného z týchto dvoch zariadení. Podávacie valce v prvej variante nie sú voči sebe natočené. [11]

Druhá varianta podávacích valcov a rovnačky je navrhnutá oddelene. Rám je tvorený z C – rámu. Podávacie valce sú natočené, čo je takisto zmena oproti prvej variante. [11]



Obr. 10) Rovnačka v spojení s podávacími valcami firmy Turner



Obr. 11) Rovnačka oddelená od podávacích valcov firmy Turner

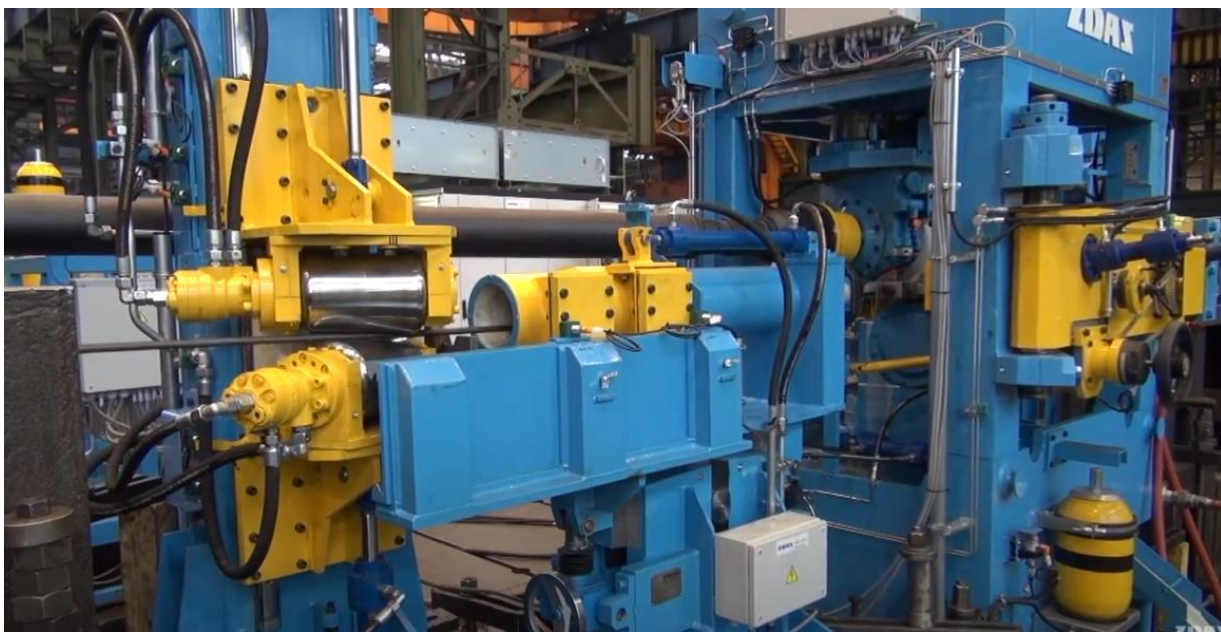
2.4.5 Podávacie valce firmy ŽĎAS

Firma ŽĎAS využíva v jednej zo svojich rovnacích liniek podávacie valce so zváraným rámom. Celý rám je tvorený zo zväzky a takisto rám pre výškové polohovanie valcov je zváraný. [5]

Výškový posuv podávacích valcov je zabezpečený pomocou priamočiarych hydromotorov, pričom pohybujúca sa zostava je uložená na vertikálnom lineárnom vedení.

Podávacie valce sú voči sebe natočené, no bez možnosti uhlového natáčania. Týmto spôsobom nie je možné nastaviť ideálny líniový styk medzi valcom a tyčou, ako to je v prípade rovnačky. V rovnačkách je ale rádovo väčšie namáhanie a je otázne, či nastáva nadmerné opotrebovanie podávacieho valca pri jednobodovom styku. Prílišné namáhanie tyče je nežiadúce, keďže by mohla nastávať ďalšia nežiadúca deformácia, resp. krivosť tyče.

Po konzultácii s vedúcim tejto záverečnej práce bola dodaná informácia o konštrukčných variantách firmy ŽĎAS. Do priemeru 100 mm podávacieho valca sú používané hyperboloidné valce s natočením horného valca. Uhol medzi podávacími valcami je 30°. Nad priemer 100 mm sú valce vždy prizmatické, bez vzájomného natočenia.



Obr. 12) Podávacie valce firmy ŽĎAS

2.5 Pohon podávacích valcov

Pre správny výber pohonu podávacích valcov budú v tejto kapitole skúmané viaceré druhy hydraulických pohonov. Hydromotory je možné deliť na rotačné, priamočiare alebo hydromotory s kyvným pohybom.

Pre pohon podávacích valcov je vhodný len jeden zo spomínaných typov – rotačný hydromotor.

2.5.1 Rotačné hydromotory

Hydromotor je zariadenie prevádzajúce tlakovú energiu kvapaliny na energiu mechanickú. Rotačné hydromotory sú v princípe konštrukčne podobné rovnomenným hydrogenerátorom. Tento druh pohonu poskytuje, v porovnaní inými druhmi motorov, viaceré výhodné vlastnosti. Rotačné hydromotory majú malú hmotnosť na jednotku prenášaného výkonu, s čím je spojený aj malý momentom zotrvačnosti a ľahké riadenie otáčok. [7]

Rozdelenie rotačných hydromotorov je nasledovné:

- Zubové hydromotory
 - S vnútorným ozubením
 - ORBIT
 - S vonkajším ozubením
- Lamelové
 - Nevyvážené
 - Vyvážené
 - S lamelami v statore
- Piestové
 - Radiálne
 - S piestami v rotore
 - S piestami v rotore s krivkovou obežnou dráhou
 - S piestami v statore
 - Axiálne
 - S naklonenou doskou
 - S nakloneným blokom
- Vretenové

Zubové hydromotory s vonkajším ozubením

Zubový hydromotor s vonkajším ozubením sa skladá z dvoch kolies s vonkajším ozubením. Tieto kolesá spolu zaberajú a v zubových medzerách po ich obvode je vedená hydraulická kvapalina. Rozdeľujeme ich podľa typu ozubení na:

- Priame
- Šikmé
- Šípové

Výhodou zubových hydromotorov s vonkajším ozubením je jednoduchá konštrukcia, vysoká spoľahlivosť a nenáročná údržba. Nevýhodou sú tlakové pulzácie, ktoré existujú v tomto type motora kvôli jeho typu konštrukcii.

Zubové hydromotory s vnútorným ozubením

Zubové hydromotory s vnútorným ozubením fungujú na princípe privádzania kvapaliny skrz vstupný kanál, ktorá ďalej putuje v zubových medzerách kolesa do zubových medzier pastorka. Pastorok je excentricky uložený, pričom touto polohou vytvára prázdny priestor.

Výhodou zubových hydromotorov s vnútorným ozubením je nižšia hlučnosť, plynulejšia prevádzka, menšie pulzácie a menšie rozmery oproti zubovým hydromotorom s vonkajším ozubením. Nevýhodou je ale náročnosť výroby.

Zubové hydromotory ORBIT

Samostatnú skupinu zubových hydromotorov s vnútorným ozubením a orbitálnym pohybom pastorku tvoria hydromotory Orbit. Hlavnou výhodou hydromotorov Orbit oproti zubovým hydromotorom s vonkajším ozubením je až 7-krát väčší geometrický objem za otáčku. Z toho vychádza schopnosť prenášať 7-krát väčší moment pri rovnakom tlakovom spáde. Orbit hydromotory sa delia na 2 hlavné skupiny – gerotor a geroler.

Geroler má plynulejší chod, vyššiu účinnosť (aj počas celej životnosti motora), dlhšiu životnosť, no gerotor je finančne výhodnejší.

Zubový hydromotor ORBIT je jedna z vhodných volieb pre pohon podávacích valcov.

Lamelové hydromotory

Princíp lamelových hydromotorov spočíva v zmene objemu medzi lamelami. Existujú regulačné aj neregulačné lamelové hydromotory. Lamelové hydromotory sú schopné vyvolať väčší krútiaci moment, no nedokážu pracovať s veľkým tlakom. Konštrukcia tohto typu využíva lamely, ktoré sú značne namáhané a tieto hydromotory preto nedosahujú rovnako vysoké životnosti ako iné typy. Takisto sú náchylné na čistotu prevádzkovej kvapaliny a rázy.

Piestové hydromotory

Piestové motory sú jedny z najpoužívanejších typov rotačných hydromotorov. Základné rozdelenie piestových hydromotorov je na piestové hydromotory axiálne a radiálne.

Axiálne piestové hydromotory sú vyrábané v dvoch hlavných variantoch. Axiálny piestový hydromotor s nakloneným blokom valcov alebo šikmou doskou. Existujú regulačné aj neregulačné axiálne piestové hydromotory. Tento typ je ale prevažne určený na vyššie otáčky a nie je tak najvhodnejšou voľbou pre pohon podávacích valcov.

Radiálne piestové hydromotory sú používané pre pomalé otáčky a veľké krútiace momenty. Práve táto vlastnosť je hľadaná pre pohon podávacích valcov a tento typ piestového hydromotora môže byť medzi variantmi navrhovaných pohonov.

Vretenové hydromotory

Pri tomto type rotačného hydromotora prebieha zmena objemu v závitových medzerách vretien. Existujú prevedenia s dvomi aj tromi vretenami a s lichobežníkovým alebo cykloidným závitom. Trojvretenové hydromotory využívajú len cykloidný závit. Tento typ hydromotora má minimálne pulzácie a teda plynulý a tichý chod. Takisto sú nenáročné na čistotu a viskozitu prevádzkovej kvapaliny. Nevýhodou je ale malá účinnosť, malé výstupné otáčky a moment, nemožnosť reverzácie otáčania a regulácie objemu a takisto náročnosť výroby.

3 KONŠTRUKČNÝ NÁVRH

Na základe predošlej analýzy súčasného stavu poznania je spracovaný konštrukčný návrh zariadenia podávacích valcov. Sú predstavené tri konštrukčné varianty a z nich je jedna vybraná a hlbšie spracovaná.

3.1 Zadané hodnoty

Navrhované podávacie valce majú slúžiť v rovnacej linke s rovnačkou s nasledujúcimi parametrami:

Tab 1) Parametre rovnačky v linke s navrhovanými podávacími valcami

Názov parametru	Hodnota
Priemer tyčí	100 ÷ 200 mm
Dĺžka tyčí	6 ÷ 9 m
Medza klzu	1 000 MPa
Rýchlosť rovnania tyče v rovnačke	30 ÷ 60 m.min ⁻¹
Rýchlosť podávania tyče podávacími valcami	o 5% väčšia ako rýchlosť rovnania: 31,5 ÷ 63 m.min ⁻¹
Úroveň rovnania	1 000 mm
Rozteč rovnacích valcov	1 400 mm
Rovnnacia sila	7 600 kN
Dolný valec (priemer/dĺžka)	540/740 mm
Priehybový valec (priemer/dĺžka)	540/580 mm
Prítlačný valec (priemer/dĺžka)	370/380 mm

Tyče s priemerom 100 mm môžu dosahovať maximálnej dĺžky až 9 metrov, tyče s priemerom 200 mm len 6 metrov. Podávacie valce majú dosahovať rýchlosť podávania tyče o 5% väčšiu ako rýchlosť rovnania v rovnačke. Z toho vyplýva, že rýchlosť podávania bude v rozmedzí od 31,5 m.min⁻¹ do 63 m.min⁻¹. Zvyšné parametre rovnačky majú prevažne informatívny charakter.

3.2 Vlastnosti

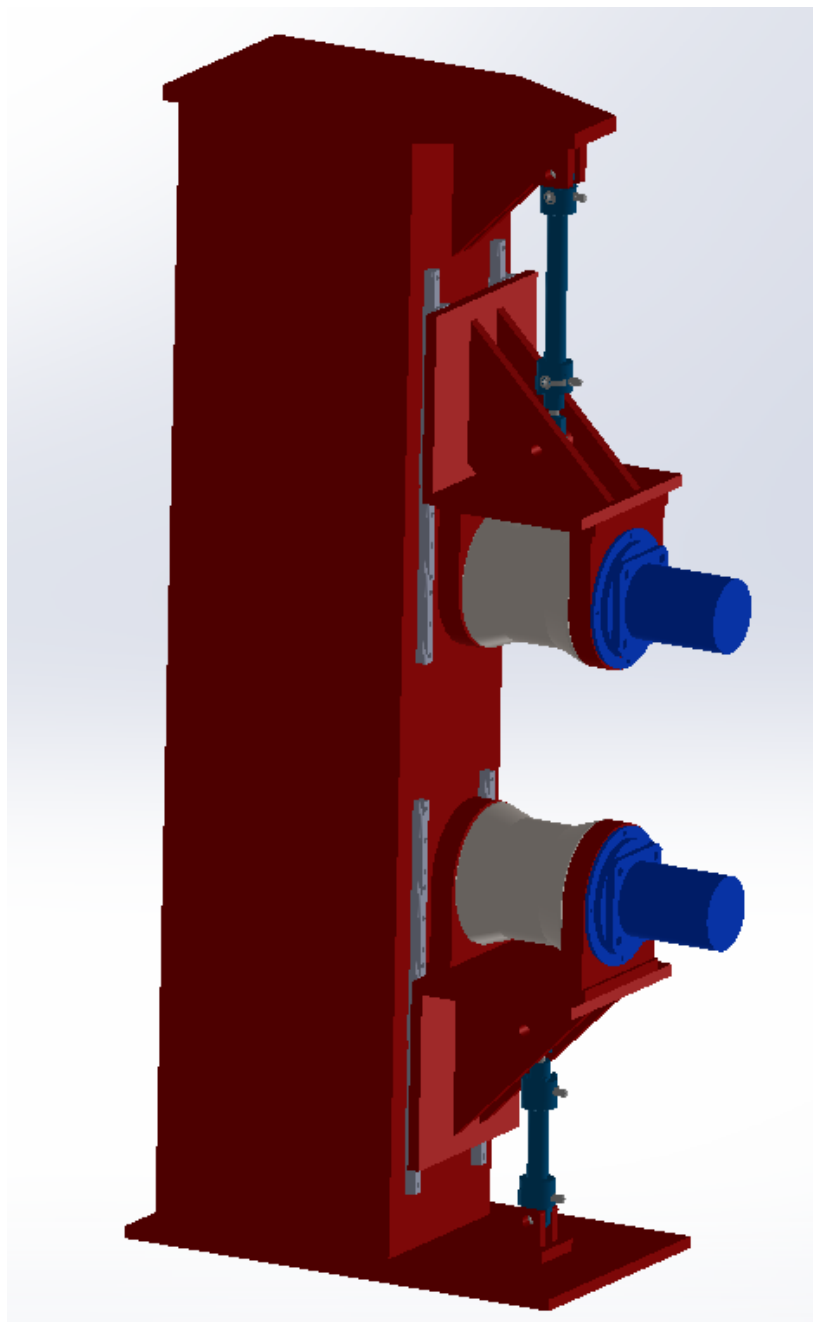
Podávacie valce slúžia k dopraveniu tyče k rovnačke. Tyč je usmerňovaná podávacím žľabom pred podávacími valcami a vpustkou umiestnenou za týmto zariadením. Navrhované zariadenie má splňovať nasledujúce kritéria:

- Nízky počet súčiastok
- Jednoduchá koncepcia
- Využitie dostupných komponentov
- Jednoduchá montáž a servis

Zariadenie podávacích valcov je predstavené v troch konštrukčných variantoch. Navrhované konštrukčné varianty sa líšia v orientácii pohonu a uloženiach podávacích valcov.

3.3 Variant I

Prvý navrhovaný variant sa skladá z rámu zo zvarenca. Tento rám má obdĺžnikový prierez a neobsahuje žiadne otvory pre pohon, ako to je vo zvyšných variantoch. Na ráme sú namontované lineárne vedenia pre zvislý posuv zostavy podávacích valcov s pohonom. Celý rám leží na základovej doske, v ktorej sú otvory pre upevnenie zariadenia k podlahe. Na tejto doske je takisto umiestnený malý zvarenec pre čap dolného priamočiareho hydromotora. Na vrchnej časti rámu je privarená doska, ktorá je podopieraná dvojicou privarených trojuholníkových plechov. V týchto plechoch je otvor pre čap horného priamočiareho hydromotora.



Obr. 13) Navrhované zariadenie podávacích valcov – variant I

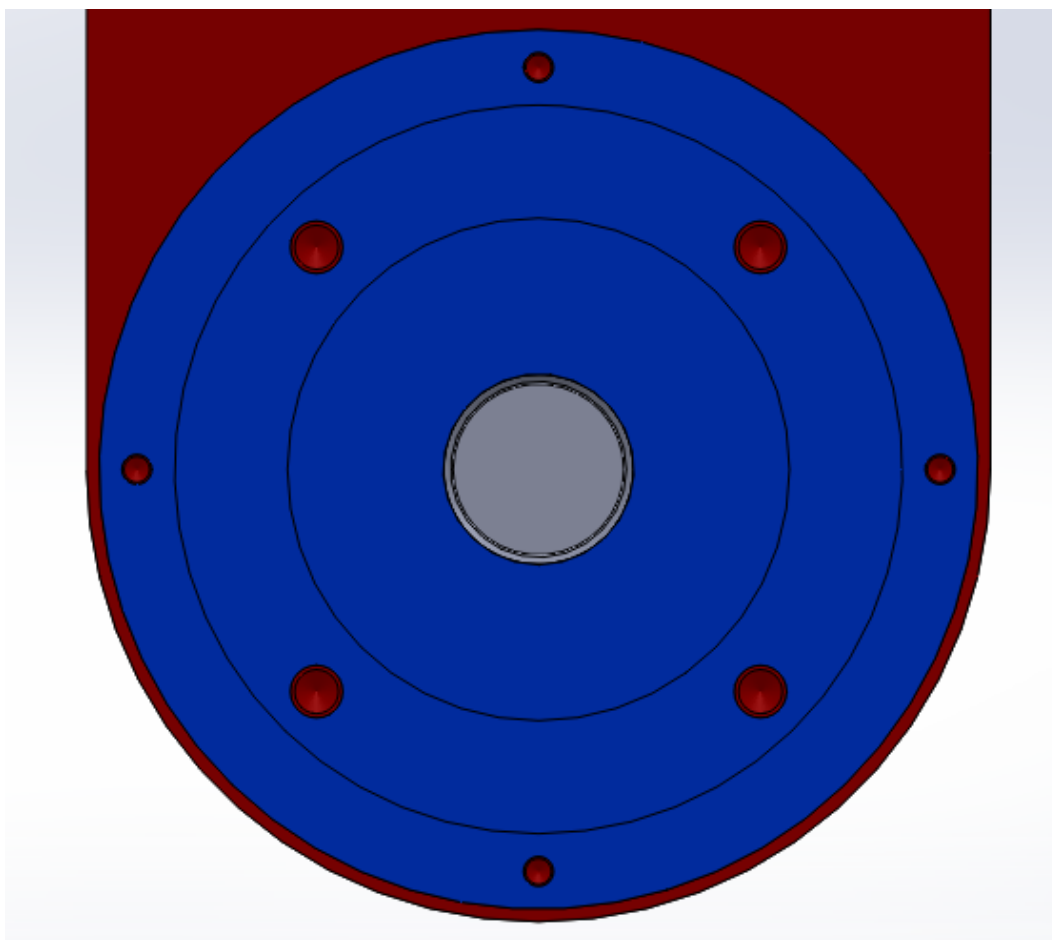
Výškový posuv podávacích valcov zabezpečuje dvojica priamočiarych hydromotorov. Horný hydromotor je namáhaný ako na tlak, tak aj na ťah. Namáhanie na tlak vzniká pri uchopovaní podávanej tyče. Namáhanie na ťah vzniká pri zdvihu zostavy horného podávacieho valca. Dolný hydromotor je namáhaný len na tlak. Toto zaťažovanie vzniká jednak pri uchopovaní tyče, no následne je postupne zväčšované o zložku hmotnosti tyče. Konce obidvoch priamočiarych hydromotorov využívajú čapy pre pripevnenie k daným súčiastkam.

Zostava jednotlivých podávacích valcov obsahuje rám zložený z dvoch hlavných častí. Prvú časť nosného systému podávacieho valca je možno nazvať L – rám. L – rám sa skladá zo zvarenca dvoch na seba kolmých dosiek, ktoré sú vystužené dvoma doskami, v ktorých sa nachádza diera pre čap priamočiareho hydromotora. Druhú časť rámu valca je možné nazvať U – rám. U – rám je takisto vyrobený zo zvarenca. Tento zvarenec sa skladá zo základnej dosky, ku ktorej sú privarené bočné dosky. Bočné dosky U – rámu slúžia ako ložiskové domčeky. Tieto dva rámy sú k sebe pripevnené skrutkovým spojením.

Celé zariadenie je vyobrazené na obr. 13.

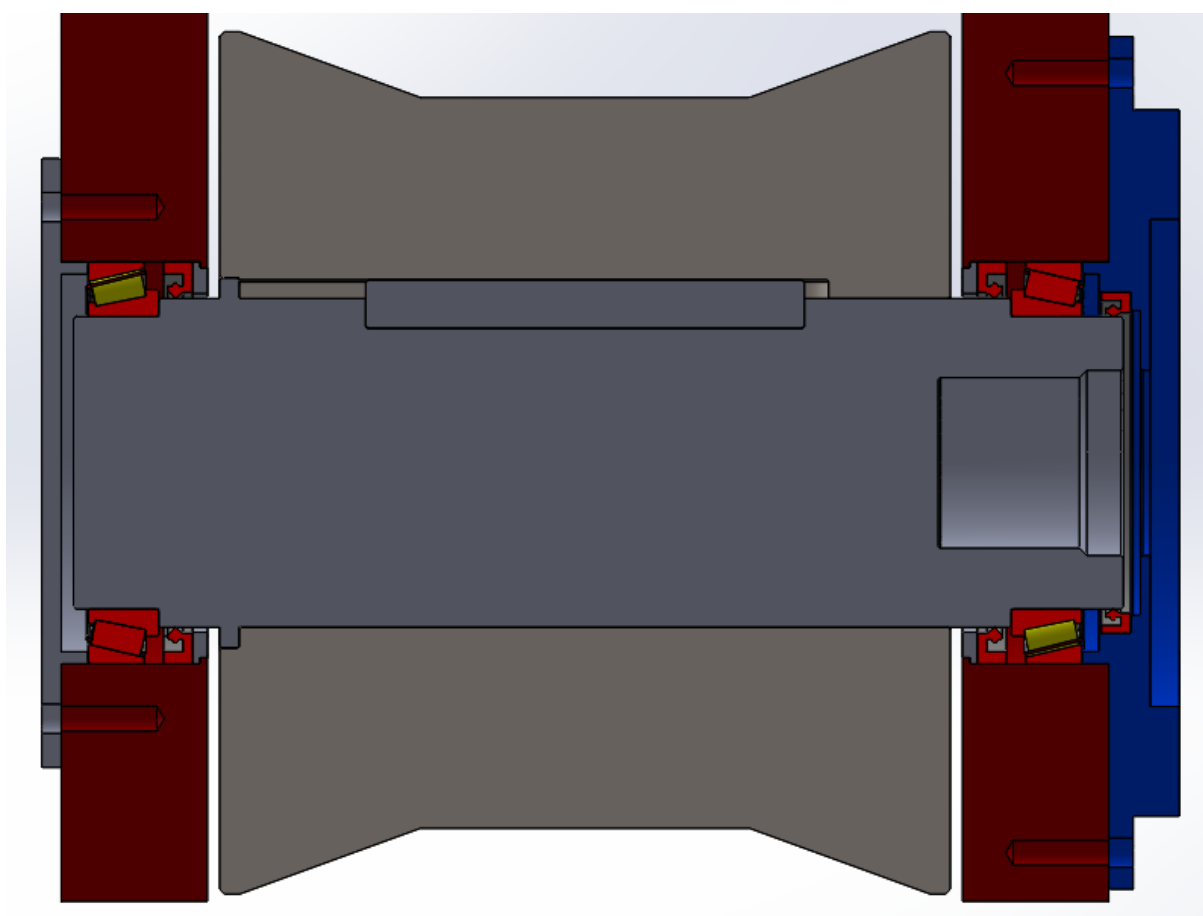
3.3.1 Uloženie podávacích valcov

Podávacie valce sú poháňané rotačným zubovým hydromotorom firmy EATON. Hydromotor má prírubu so štyrmi dierami a pre prenos krútiaceho momentu využíva drážkový hriadeľ. Na nasledujúcom obrázku je možné vidieť kryt ložiskového priestoru a zároveň pripevnenie hydromotora.



Obr. 14) Kryt ložiskového priestoru na strane hydromotora – variant I

Krútiaci moment je prenášaný z motora pomocou vystupujúceho drážkového hriadeľa. Diera pre drážkové spojenie je priamo v hriadeľi, na ktorom leží podávací valec. Vo variante I je navrhovaná diera, ktorá siaha až pod ložisko. Táto možnosť znižuje dĺžku zostavy, no narastá minimálny priemer hriadeľa. Kvôli narastajúcemu priemeru hriadeľa je nutné voliť väčšie ložisko a tesniace krúžky. Pri voľbe ložiska môže vznikať problém nedostatočného zaťaženia ložiska. Väčšie ložiská sú totiž určené na väčšie namáhania. V prvých iteráciách boli navrhované dvojradové súdkové ložiská. Jedná sa o ložiská využívané napríklad v rovnačkách, kde sú ale rádovo väčšie namáhania. V podávacích valcoch by boli rozmery dvojradových súdkových ložísk príliš malé z čoho by vznikol malý priemer hriadeľa a nebol by splnený minimálny priemer. V úvahu stojí aj použitie guľkových ložísk, no v takom prípade by bola nutná väčšia zmena uloženia a nebola by to rozmerovo najefektívnejšia varianta. Z týchto dôvodov bola vybraná dvojica jednoradových kuželikových ložísk, ktoré sú vhodné pre aplikácie s axiálnym aj radiálnym zaťažovaním.



Obr. 15) Uloženie podávacieho valca – variant I

Hriadeľ je uložený v spomínaných jednoradových kuželikových ložiskách. Pre zníženie trenia a súčasne pre nutný odvod tepla je ale nutné ložiská mazať. Ložiskový priestor je preto treba utesniť. Úniku maziva a vniknutie nečistôt z vonkajšieho priestoru zabraňuje krytovanie z vonkajších strán U - rámu a takisto britové tesniace krúžky na vnútorných stranách. Kryt ložiskového priestoru na strane hydromotora spĺňa viacero funkcií. Jednak má väčšie rozmery ako druhý kryt, obsahuje priestor pre uloženie tesniaceho krúžku, axiálne vymedzuje vonkajší krúžok takisto obsahuje diery pre pripevnenie motora. Druhý kryt ložiskového priestoru iba

zabraňuje úniku maziva, vniknutiu nečistôt a takisto axiálne vymedzuje vonkajší krúžok ložiska.

Hriadeľ nesúci podávací valec prenáša krútiaci moment pomocou tesného pera. Na koncovej strane vymedzuje v jednom smere axiálne posuv valca na hriadeľi.

3.3.2 Zhrnutie vlastností

Prehľadné zhrnutie výhod a nevýhod navrhovaného variantu I je možné vidieť v nasledujúcej tabuľke.

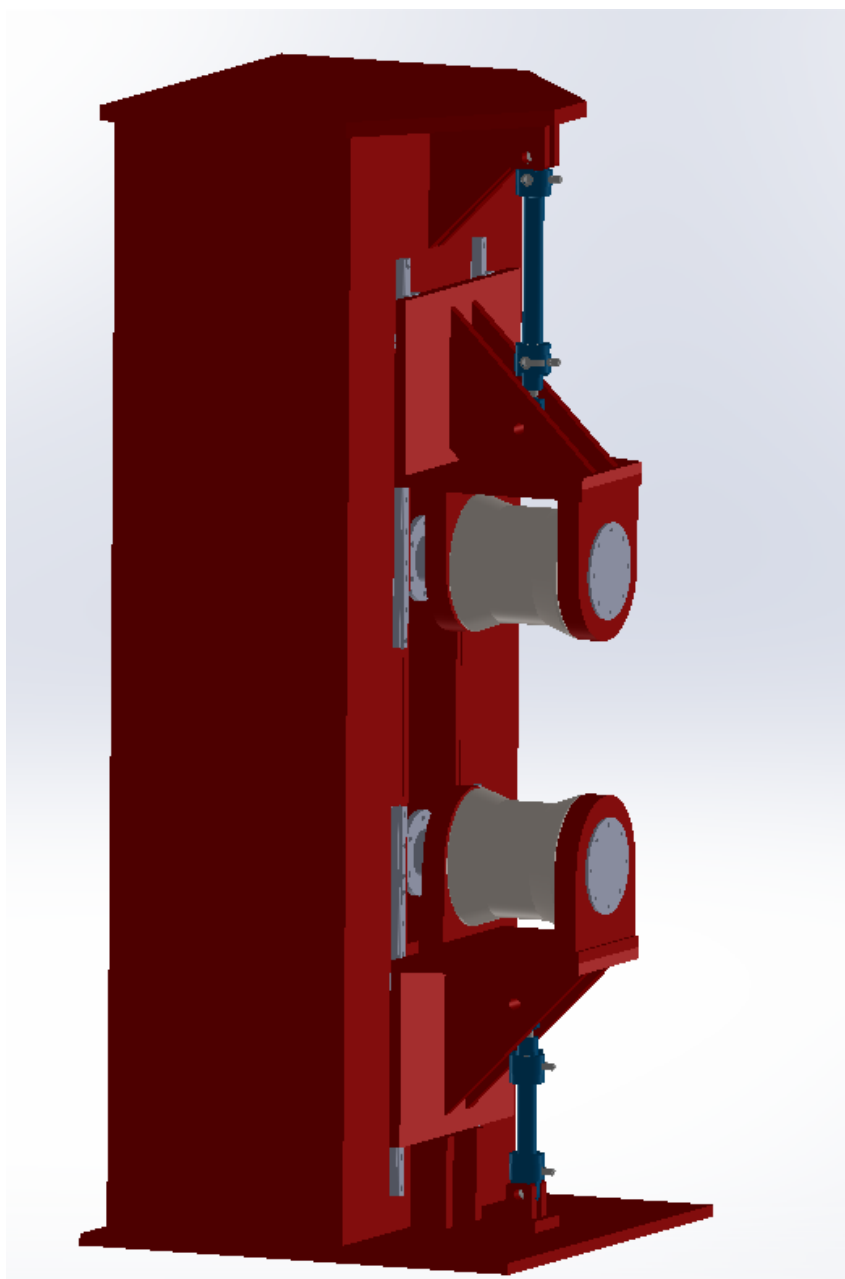
Tab 2) Zhrnutie výhod a nevýhod navrhovaného variantu I

Výhody
Menšia dĺžka uloženia oproti ostatným variantom
Najmenšia zástavbová plocha zo všetkých variantov
Menej materiálu pre rám zariadenia
Menší počet zvarov rámu zariadenia
Nevýhody
Väčší minimálny priemer hriadeľa
Väčšie namáhanie lineárneho vedenia

3.4 Variant II

Druhý navrhovaný variant sa takisto skladá z rámu zo zvarenca. Tento rám už ale nemá obdĺžnikový prierez v celej svojej výške. Rám obsahuje otvor pre pohon, ktorý je vedený skrz rám. Pohonom je elektrický motor s prevodovkou, pričom krútiaci moment je prenášaný pomocou kĺbového hriadeľa.

Pre zvislý posuv sú rovnako ako vo variante I využívané lineárne vedenia. Sú namontované priamo na ráme, no kvôli otvoru pre pohon sú od seba viac vzdialené ako v prvej variante. Celý rám je privarený k základovej doske, v ktorej sú otvory pre upevnenie zariadenia k podlahe. Na tejto doske je rovnako umiestnený malý zvarenec pre čap dolného priamočiareho hydromotora. Na vrchnej časti rámu je privarená doska, ktorá je podopieraná dvojicou privarených výstuh z plechov. V týchto plechoch je umiestnený otvor pre čap horného priamočiareho hydromotora.

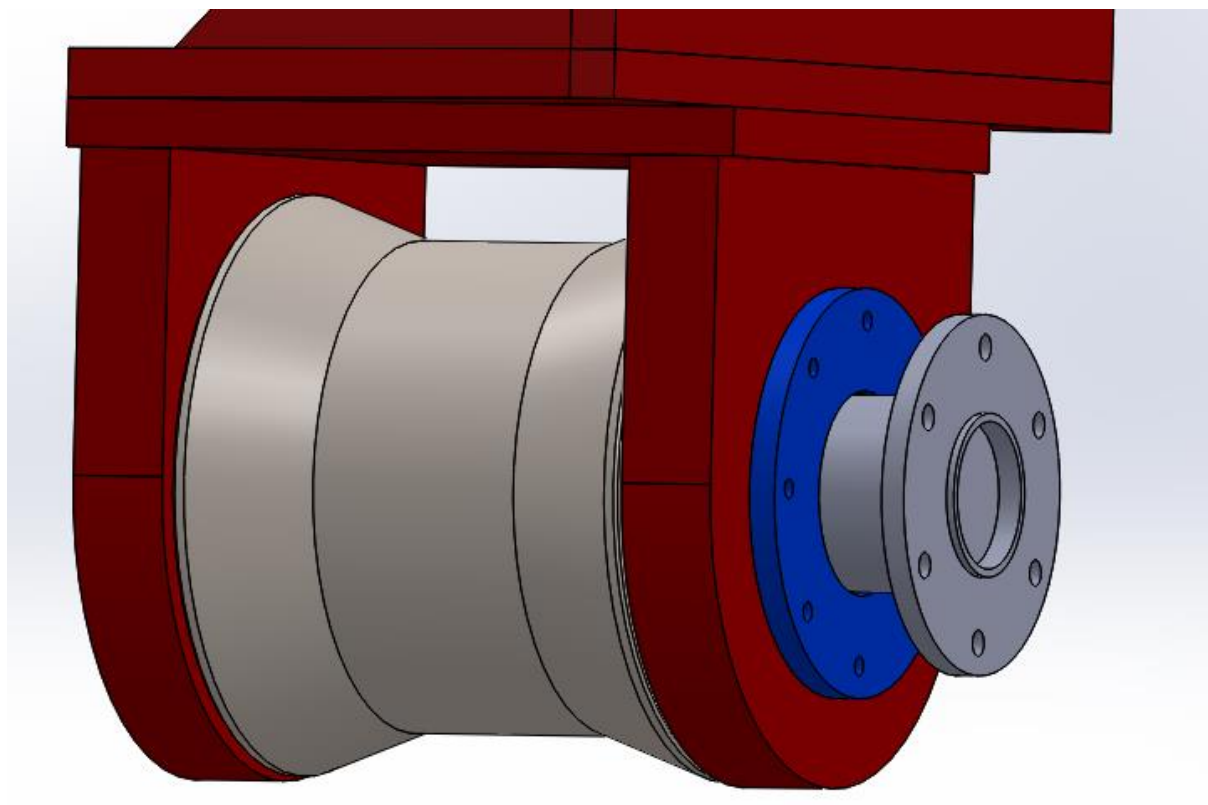


Obr. 16) Navrhované zariadenie podávacích valcov – variant II

Dvojica priamočiarych hydromotorov uskutočňuje výškový posuv podávacích valcov. Namáhanie týchto hydromotorov je rovnaké ako v prvom variante. Horný hydromotor je namáhaný ako na tlak, tak aj na ťah. Dolný je namáhaný len na tlak. Hydromotory sú osadené na svojich koncoch okami pre čap.

Konštrukčný návrh rámu podávacích valcov je podobný ako v prvom variante. Tento rám sa takisto skladá z L – rámu a U – rámu, ktoré sú vzájomne spojené skrutkovým spojením. Rozdiel je v šírke rámu. Kvôli otvoru pre pohon je vo variante II nutné mierne zväčšiť rozstup lineárnych vedení a je teda nutné rozšíriť aj rám.

Celé zariadenie je vyobrazené na obr. 16 a bližší záber na podávací valec s prírubou pre kĺbový hriadeľ je na obr. 17.



Obr. 17) Podávací valec s prírubou pre kĺbový hriadeľ – variant II

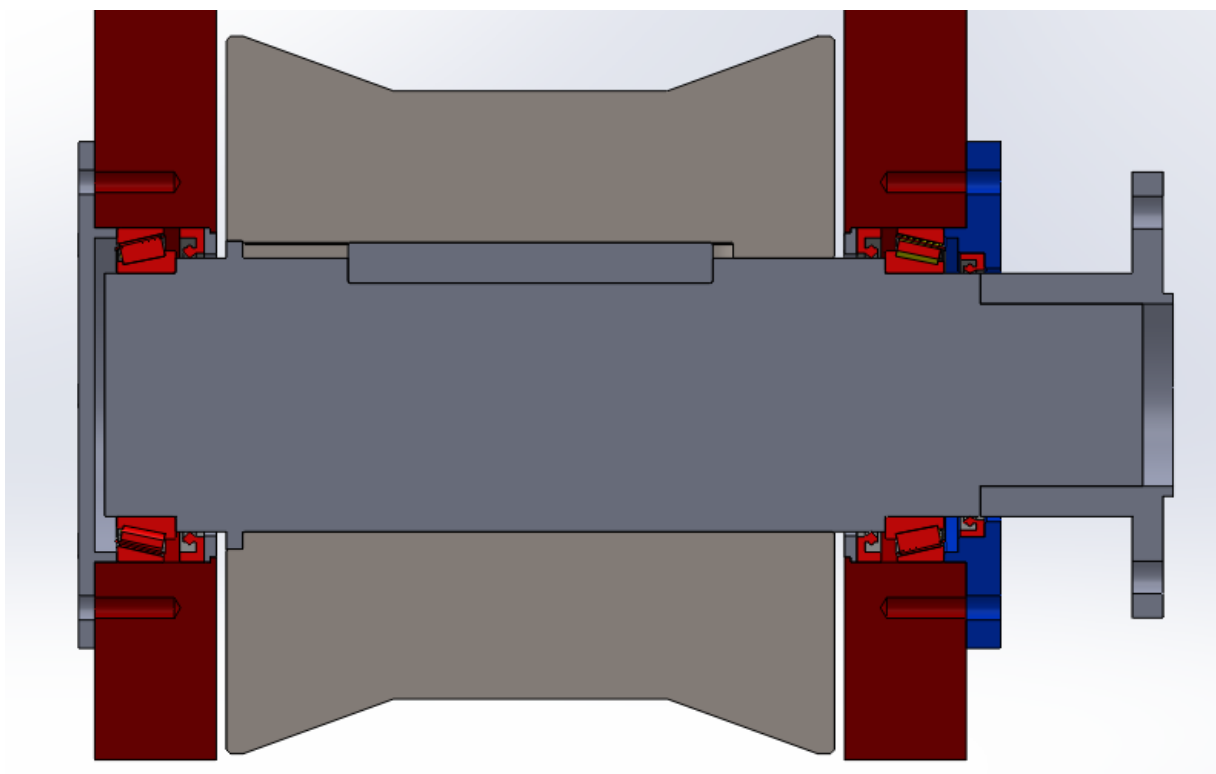
3.4.1 Uloženie podávacích valcov

Podávacie valce sú v druhom variante poháňané elektrickým motorom s prevodovkou, pričom krútiaci moment je prenášaný kĺbovým hriadeľom. Na konci kĺbového hriadeľa je osadená príruha pre spojenie s podávacím valcom.

Podávací valec je uložený podobne ako v prvom variante. V uložení sú použité jednoradové kuželikové ložiská, vhodné pre radiálne aj axiálne namáhanie. Utesnenie ložiskového priestoru je v princípe takmer totožné s prvým variantom. Ochranu ložiskového priestoru zabezpečuje krytovanie z vonkajších strán U – rámu. Kryt na strane pohonu už neobsahuje diery pre upevnenie rotačného hydromotora. Tento kryt ale stále axiálne vymedzuje jednoradové kuželikové ložisko a obsahuje priestor pre uloženie tesniaceho krúžku. Na vnútorných stranách U – rámu sú takisto použité hriadeľové tesniace krúžky.

Vďaka použitiu príruby nie je nutné vytvárať diery pre drážkový hriadeľ. Drážkové spojenie je práve naopak vytvorené na konci hriadeľa. Pre spojenie drážkového hriadeľa a príruby je použité evolventné drážkovanie. Príruba je následne spojená skrutkovým spojom s prírubou kĺbového hriadeľa.

Vďaka eliminácii diery v hriadeli je znížená veľkosť minimálneho priemeru hriadeľa pre dané namáhanie. Hriadeľ nesie podávací valec a prenáša krútiaci moment pomocou tesného pera. Na koncovej strane vymedzuje v jednom smere axiálne posuv valca na hriadeli.



Obr. 18) Uloženie podávacieho valca – variant II

3.4.2 Zhrnutie vlastností

Prehľadné zhrnutie výhod a nevýhod navrhovaného variantu II je možné vidieť v nasledujúcej tabuľke.

Tab 3) Zhrnutie výhod a nevýhod navrhovaného variantu II

Výhody
Ťažisko podávacieho valca s pohonom bližšie k zvislej ploche lineárneho vedenia
Menší moment na lineárne vedenie
Nevýhody
Väčšia dĺžka uloženia oproti variantu I
Väčšia celková zástavbová plocha kvôli zástavbovej ploche pohonu
Väčšia celková zástavbová plocha kvôli väčšiemu prierezu rámu zariadenia
Viac materiálu pre rám zariadenia
Väčší počet zvarov rámu zariadenia

3.5 Variant III

Posledný navrhovaný variant je vybraný ako hlavný variant, ktorý je detailne popísaný a výpočtovo podložený. Sú vybrané konkrétne komponenty a nakoniec sú takisto vypracované výkresy.

3.5.1 Silová analýza

Prvý krok pre návrh zariadenia podávacích valcov je určenie potrebného momentu pohonu. Pre jeho získanie je najprv nutné zistiť prítlačnú silu valcov pre uchopenie a následný posuv tyče. Túto silu získame zo silovej rovnováhy, kde sú uvažované trecie sily a zrýchlenie tyče. Následne je možné zo získanej prítlačnej sily odvodiť treciu silu na jednom podávacom valci a z tejto sily ďalej získať zložku potrebného momentu pre prekonanie trecích síl.

Do zložky potrebného momentu pohonu je ešte nutné zahrnúť moment pre zrýchlenie tyče, valivý odpor podávanej tyče a nakoniec moment rotujúcich častí zariadenia. Všetky tieto zložky je nutné sčítať a pridať koeficient, ktorý zahrňuje nepresnosť výpočtu, straty v hydraulickom obvode.

V nasledujúcich podkapitolách sú tieto výpočty predstavené.

3.5.2 Vlastnosti tyče

V nasledujúcej tabuľke sú zadané parametre rovnanej a teda podávanej tyče.

Tab 4) Zadané parametre tyče

Názov parametru	Hodnota
Priemer tyčí	100 ÷ 200 mm
Dĺžka tyčí	6 ÷ 9 m
Medza klzu	1 000 MPa

Podávané tyče majú priemer od 100 do 200 mm a dĺžku od 6 do 9 m. Tyč s priemerom 200 mm môže dosahovať dĺžku maximálne 6 metrov a tyč s priemerom 100 mm dĺžku až 9 metrov. Pre získanie potrebného momentu motora je nutné zistiť hmotnosť tyčí s priermi v danom rozmedzí. Materiál tyče je v zadaní špecifikovaný len medzou klzu, z čoho nie je možné presne určiť hustotu materiálu. Vo výpočte je volená hustota $7\,850\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, pričom nepresnosť voľby je zohľadnená v korekčnom koeficiente.

Výpočet hmotností tyčí je nasledujúci:

$$m_{tyč} = \rho_{tyč} \cdot V_{tyč}$$

Kde

$m_{tyč}$... hmotnosť tyče

$\rho_{tyč}$... hustota materiálu

$V_{tyč}$... objem tyče

V nasledujúcej tabuľke sú vypočítané hmotnosti jednotlivých priemerov tyčí so zohľadnenou klesajúcou maximálnou dĺžkou tyče pre zväčšujúci sa priemer tyče.

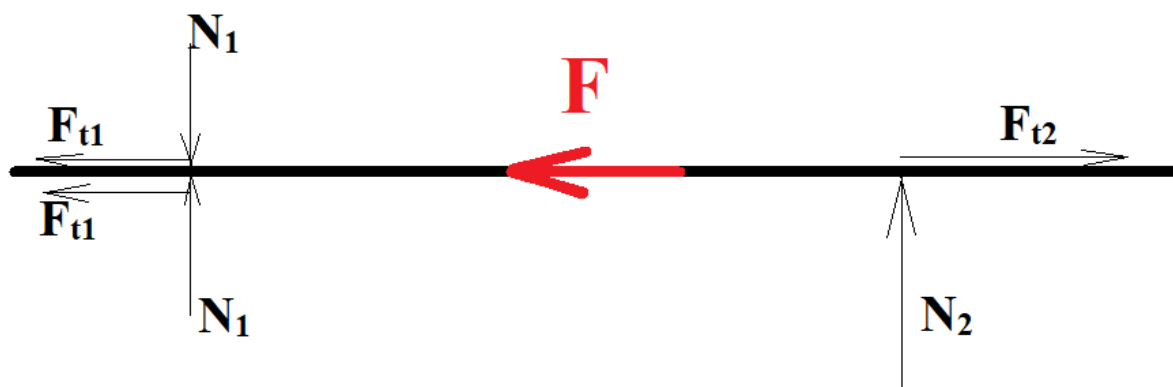
Tab 5) Hmotnosť tyčí jednotlivých priemerov

Priemer tyče [m]	Dĺžka tyče [m]	Hustota materiálu [kg.m ⁻³]	Hmotnosť tyče [kg]
0,10	9,00	7 850,00	554,88
0,11	8,70	7 850,00	649,03
0,12	8,40	7 850,00	745,76
0,13	8,10	7 850,00	843,98
0,14	7,80	7 850,00	942,56
0,15	7,50	7 850,00	1 040,41
0,16	7,20	7 850,00	1 136,40
0,17	6,90	7 850,00	1 229,44
0,18	6,60	7 850,00	1 318,40
0,19	6,30	7 850,00	1 402,19
0,20	6,00	7 850,00	1 479,69

Ako je možné vidieť, maximálna hmotnosť tyče je po zaokrúhlení nahor 1500 kg. Táto hodnota je braná vo výpočte prítlačnej sily.

3.5.3 Určenie prítlačnej sily

Pre uchopenie a následné podanie tyče je nutné vyvinúť prítlačnú silu. Táto sila slúži k prekonaniu trecích odporov, ktoré sú medzi tyčou a privádzacím žľabom. Prítlačná sila je zložkou trecej sily, ktorú vyvíja podávací valec pre podanie tyče. Z týchto skutočností je možné vytvoriť výpočet silovej rovnováhy. Pôsobenie síl je vyobrazené na nasledujúcom obrázku.



Obr. 19) Grafické zobrazenie silového pôsobenia na tyč pri prekonávaní trecích síl

Volené hodnoty:

$$m_{tyč.} = 1\,500,00\,kg$$

$$a_{tyč.} = 1,00\,m \cdot s^{-1}$$

$$\mu_s = 0,75$$

Silová rovnováha pri prekonávaní trecích odporov:

$$F = 2F_{t1} - F_{t2}$$

$$m_{tyč.} \cdot a_{tyč.} = 2F_{t1} - F_{t2}$$

$$m_{tyč.} \cdot a_{tyč.} = 2 \cdot N_1 \cdot \mu_s - N_2 \cdot \mu_s$$

$$m_{tyč.} \cdot a_{tyč.} = 2 \cdot N_1 \cdot \mu_s - m_{tyč.} \cdot g \cdot \mu_s$$

Z toho je možné odvodiť minimálnu prítlačnú silu pre dané zrýchlenie:

$$N_1 = \frac{m_{tyč.} \cdot a_{tyč.} + m_{tyč.} \cdot g \cdot \mu_s}{2 \cdot \mu_s}$$

$$N_1 = \frac{1\,500 \cdot 1 + 1\,500 \cdot 9,81 \cdot 0,75}{2 \cdot 0,75}$$

$$N_1 = 8\,357,50\,N$$

Kde

F [N] ... celková sila pre podanie tyče

F_{t1} [N] ... trecia sila podávacieho valca

F_{t2} [N] ... odporová trecia sila medzi tyčou a privádzacím žľabom

N_1 [N] ... prítlačná sila podávacieho valca

N_2 [N] ... normálová sila medzi tyčou a privádzacím žľabom

$m_{tyč.} [kg]$... maximálna hmotnosť tyče

$a_{tyč.} [m \cdot s^{-2}]$... zrýchlenie tyče

$\mu_s [-]$... statický súčiniteľ trenia

3.5.4 Otáčky podávacieho valca

Priemer podávacieho valca je volený 300 mm. Z toho polomer podávacieho valca:

$$r = 0,15 \text{ m}$$

Pre nasledujúce výpočty je nutné vypočítať otáčky z obvodovej rýchlosti podávacieho valca. Rýchlosť podávania tyče je od $31,5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ do $63 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$:

$$n = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot r}$$

Minimálne otáčky:

$$v_{min} = 31,5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$n_{min} = \frac{v_{min}}{2 \cdot \pi \cdot r}$$

$$n_{min} = \frac{31,5}{2 \cdot \pi \cdot 0,15} = 33,42 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Maximálne otáčky:

$$v_{max} = 63 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$n_{max} = \frac{v_{max}}{2 \cdot \pi \cdot r}$$

$$n_{max} = \frac{63}{2 \cdot \pi \cdot 0,15} = 66,85 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

3.5.5 Určenie veľkosti potrebného momentu

Z predchádzajúcej vypočítanej prítlačnej sily je možné získať potrebnú silu pre prekonanie trecích odporov na jednom podávacom valci:

$$F_1 = N_1 \cdot \mu_s = 8\,357,5 \cdot 0,75 = 6\,268,13 \text{ N}$$

Z tejto sily je následne možné získať potrebný moment M_{k1} pre prekonanie trecích odporov pre jeden podávací valec.

$$M_{k1} = F_1 \cdot r$$

$$M_{k1} = 6\,268,13 \cdot 0,15 = \mathbf{940,22 \text{ Nm}}$$

Kde

r ... polomer podávacieho valca

V ďalšom kroku je nutné vypočítať zložku momentu pre zrýchlenie tyče. Najprv je vypočítaná potrebná sila F_2 a následne moment pre jeden podávací valec M_{k2} :

$$F_2 = m \cdot a$$

$$F_2 = 1\,500 \cdot 1 = 1\,500 \text{ N}$$

$$M_{k2} = \frac{F_2 \cdot r}{2}$$

$$M_{k2} = \frac{1\,500 \cdot 0,15}{2} = \mathbf{112,50 \text{ Nm}}$$

Takisto je nutné zahrnúť zložku valivého odporu. Dynamický súčiniteľ trenia μ_d je rádovo nižší ako statický súčiniteľ trenia pre suchý styk ocele s oceľou:

$$\mu_d = 0,002$$

$$M_{k3} = F_1 \cdot \mu_d$$

$$M_{k3} = 6\,268,125 \cdot 0,002 = \mathbf{12,54 \text{ Nm}}$$

Kde

μ_d [–] ... dynamický súčiniteľ trenia

Nakoniec je do celkového potrebného momentu zahrnutá zložka momentu zotrvačnosti rotujúcich častí. Moment zotrvačnosti rotujúcich častí je získaný z 3D CAD programu, v ktorom je dané zariadenie navrhované. Konkrétne sa jedná o program SOLIDWORKS.

$$I_{rot} = 2,50 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_{tyč.}}$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{max}}{t}$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \pi \cdot 66,85}{1 \cdot 60} = 7,00 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$M_{k4} = I_{rot} \cdot \varepsilon$$

$$M_{k4} = 2,50 \cdot 7,00 = \mathbf{17,50 \text{ Nm}}$$

Kde

$I_{rot} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$... moment zotrvačnosti rotujúcich častí

$\varepsilon [\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}] \dots \text{uhlové zrýchlenie}$

$t_{\text{tyč.}} [\text{s}] \dots \text{čas rozbehu}$

Celkový moment predstavuje súčet všetkých štyroch čiastkových zložiek momentov:

$$M_{kc} = \sum M_{ki} = M_{k1} + M_{k2} + M_{k3} + M_{k4}$$

$$M_{kc} = 940,22 + 112,50 + 12,54 + 17,50 = \mathbf{1\ 082,76\ Nm}$$

Potrebný moment je získaný vynásobením celkového momentu korekčným súčiniteľom:

$$k = 1,30$$

$$M_k = M_{kc} \cdot k$$

$$M_k = 1\ 082,76 \cdot 1,30 = \mathbf{1\ 407,59\ Nm}$$

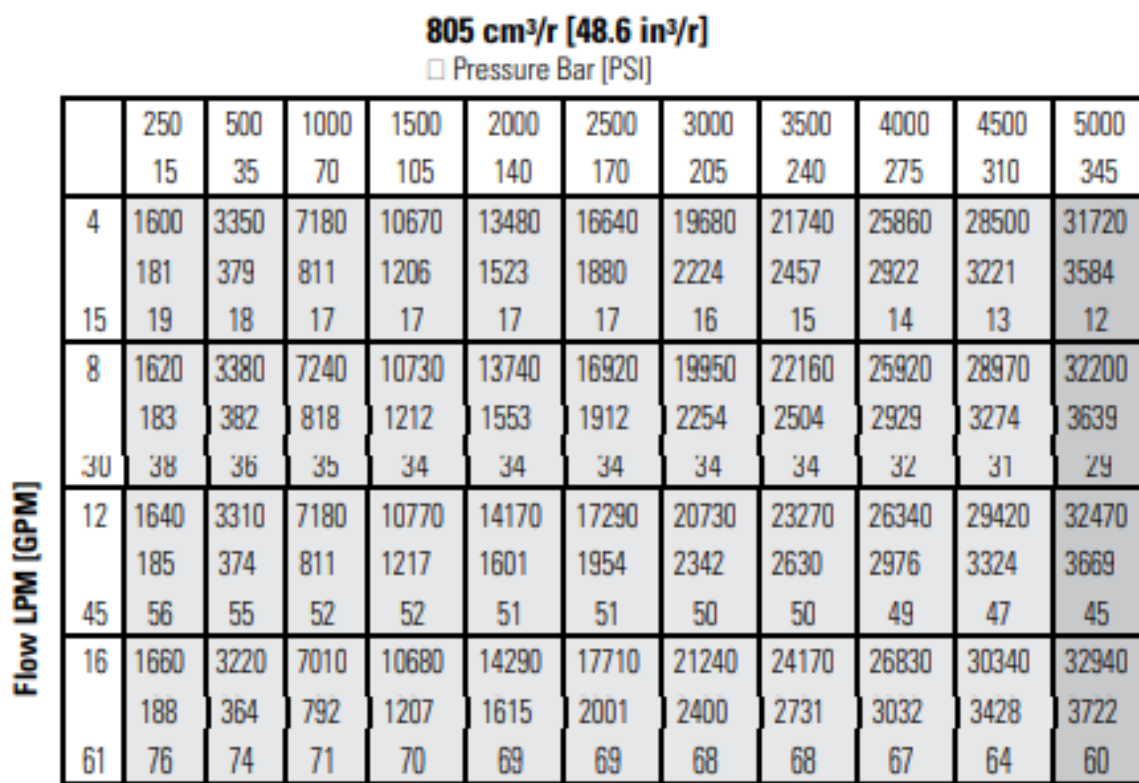
3.5.6 Pohon valcov

Pre pohon valcov je volený rotačný zubový hydromotor firmy EATON. Konkrétne sa jedná o model VIS 45 s geometrickým objemom $805 \text{ cm}^3 \cdot \text{ot}^{-1}$ a možnosťou otáčania v jednom smere. V nasledujúcej tabuľke sú parametre zvoleného pohonu.

Tab 6) Parametre rotačného hydromotora EATON TIS 45 $805 \text{ cm}^3 \cdot \text{ot}^{-1}$

Názov parametru	Hodnota (plynulá / prerušovaná prevádzka)
Maximálna rýchlosť [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	198 / 220
Prietok [$\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$]	170 / 189
Krútiaci moment [Nm]	355 / 3722
Tlak [bar]	310 / 345 (maximálne 379)
Hmotnosť [kg]	55,2 kg

Na nasledujúcom obrázku je charakteristika zvoleného motora. [9] V spodnom riadku každej bunky sú otáčky v $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$, v strede je hodnota maximálneho momentu v Nm a vo vrchnom riadku buniek je hodnota momentu v SAE jednotkách. Svetlosivá plocha znázorňuje odporúčané hodnoty tlakov pri danom prietoku. Z tejto charakteristiky je možné vidieť, že zvolený motor vyhovuje.



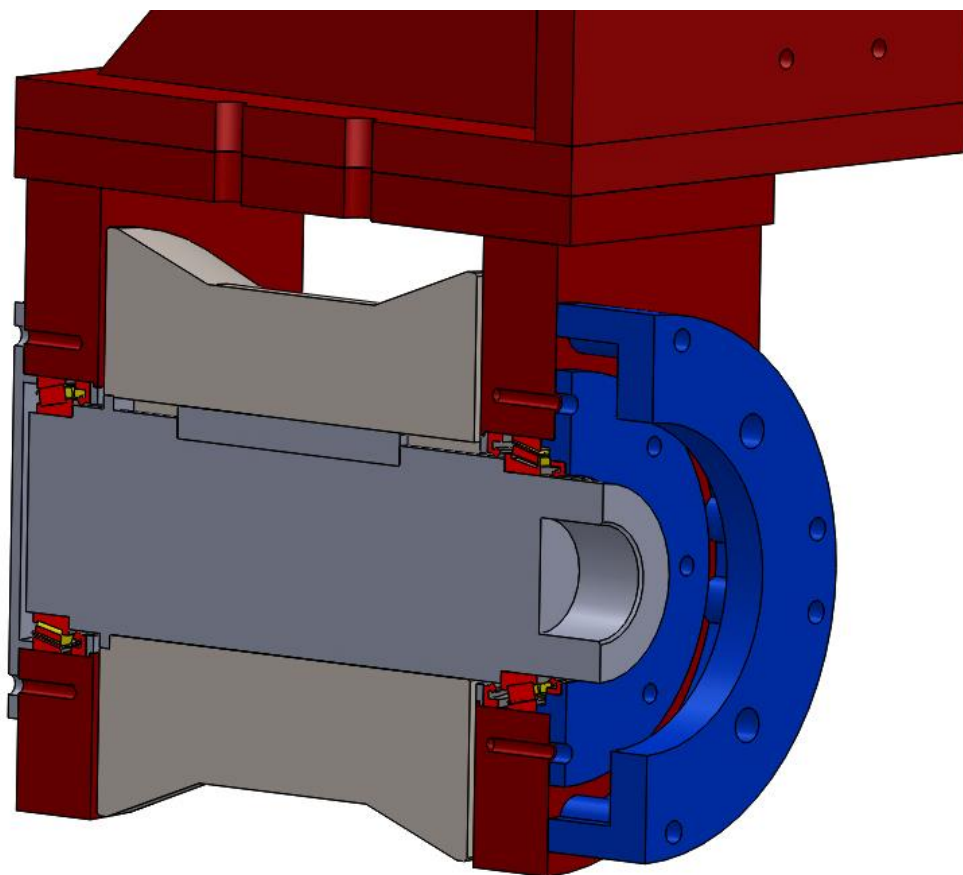
Obr. 20) Charakteristika zvoleného rotačného hydromotora

3.5.7 Rám podávacích valcov

Konstruktívny návrh rámu pre uloženie podávacích valcov je podobný ako v prvých dvoch variantoch. Tento rám sa takisto skladá z L – rámu a U – rámu, ktoré sú vzájomne spojené skrutkovým spojením. L – rám je zložený z plechov na seba kolmých, ktoré sú vystužené dvoma ďalšími plechmi s dierou pre napojenie priamočiareho hydromotora. U – rám je rovnako tvorený zvarencom. U – rám sa skladá zo základnej dosky a dvoch bočných dosiek. Bočné dosky U – rámu slúžia ako ložiskové domčeky. L – rám a U – rám sú k sebe pripevnené skrutkovým spojením. Rozdiel oproti predchádzajúcim variantom spočíva v pripojení rotačného hydromotora k rámu a v polohe diery s drážkovaním.

Rotačný hydromotor je axiálne posunutý ďalej od podávacieho valca oproti variantu I. Diera pre drážkový hriadeľ už neleží pod ložiskom a vďaka tomu je znížená veľkosť minimálneho priemeru hriadeľa pre dané namáhanie. Z dôvodu posunutia hydromotora je nutná zmena jeho pripevnenia k rámu.

Kryt ložiskového priestoru na strane rotačného hydromotora neslúži v tomto variante k pripevneniu hydromotora. Tento kryt slúži len k ochrane proti úniku maziva a vniknutiu nečistôt a k axiálnemu vymedzeniu vonkajšieho krúžku jednoradového kuželíkového ložiska. Tento kryt je následne zakrytý prírubou pre pripevnenie hydromotora. Rotačný hydromotor sa skladá zo štvorcovej príruby, na ktorej sú štyri diery pre skrutkové spojenie. Pre pripevnenie príruby k rámu podávacieho valca sú použité štyri dvojice skrutiek rozmiestnené po 90 stupňoch. Detail tohto pripojenia je vyobrazený na nasledujúcom obrázku. Kryt z druhej strany valca je rovnaký ako v prvých dvoch variantoch. Ochraňuje ložiskový priestor a axiálne vymedzuje vonkajší krúžok jednoradového kuželíkového ložiska.



Obr. 21) Detail pripevnenia rotačného hydromotora k rámu valca – variant III

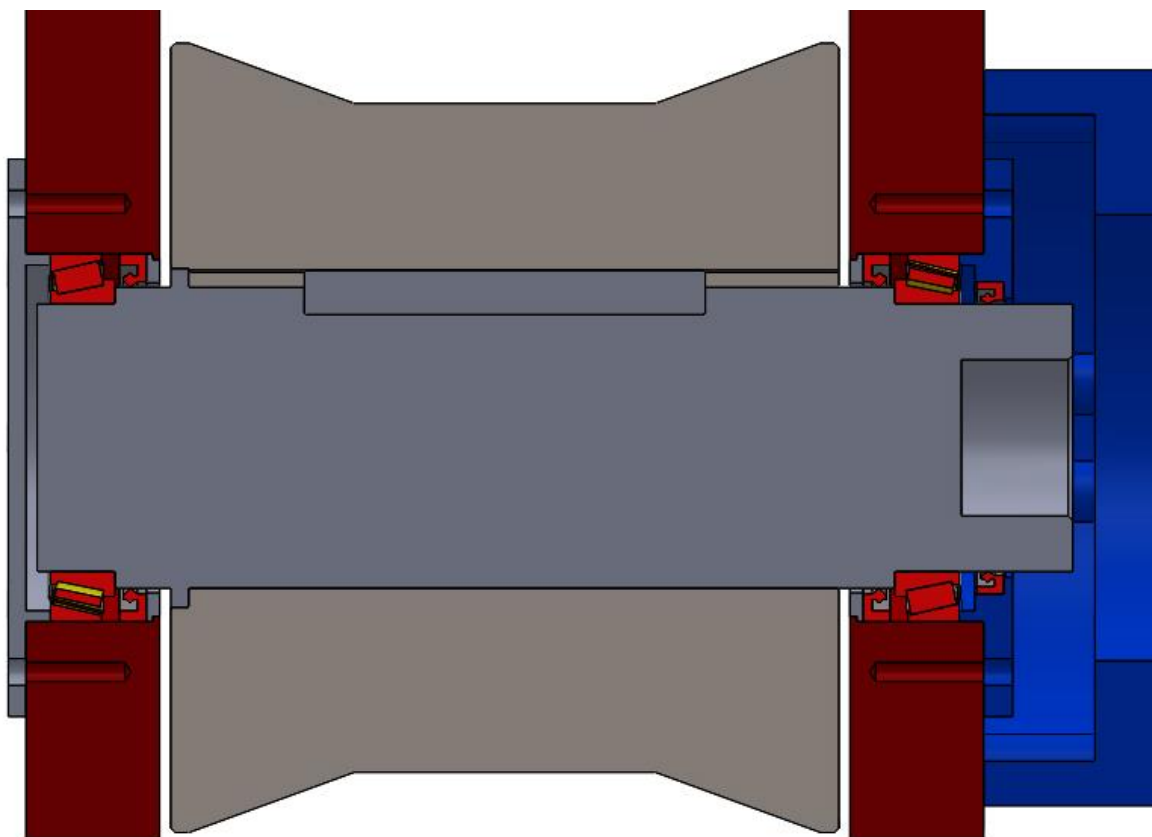
3.5.8 Uloženie podávacích valcov

Podávací valec je uložený na hriadeľi, pričom je na jednej strane axiálne vymedzený. Hriadeľ je uložený vo dvojici valivých jednoradových kuželíkových ložiskách 32924 firmy SKF. V jednoradovom kuželíkovom type ložiska vzniká pri radiálnom zaťažení axiálna zložka sily. Z tohto dôvodu je nutné použitie dvojice týchto ložísk, pričom sú opačne orientované. Axiálne sú tieto ložiská vymedzené na obidvoch stranách. Na strane podávacieho valca sú vymedzené väčším priemerom hriadeľa. Na druhých stranách sú vymedzené krytmi ložiskového priestoru.

Pre ochranu ložiska od vonkajších vplyvov a zamedzeniu úniku maziva je nutné použiť hriadeľové tesniace krúžky. Na strane podávacieho valca sú axiálne vymedzené pomocou odnímateľného prstencového krytu. Tento prstencový kryt tesniaceho krúžku a ložiskového priestoru je odnímateľný z dôvodu nutnosti montáže hriadeľa s nasadeným perom. Zvolené britové hriadeľové tesniace krúžky sú takisto od firmy SKF a konkrétne sa jedná o model 135X165X12 HMS5 RG.

Okrem utesnenia ložiskových priestorov zo strany podávacieho valca je nutné takisto použiť tesnenie zo strany pohonu. Pre tento účel je vybraný podobný britový hriadeľový tesniaci krúžok firmy SKF, konkrétne model 120X140X12 HMS5 RG.

Na nasledujúcom obrázku je možné vidieť rez uloženia podávacieho valca variantu III.



Obr. 22) Rez uloženia podávacieho valca – variant III

3.5.9 Životnosť ložiska horného podávacieho valca

V uložení horného podávacieho valca je použité jednoradové kuželíkové ložisko SKF 32924. Parametre tohto ložiska sú v nasledujúcej tabuľke [10]:

Tab 7) Parametre jednoradového kuželíkového ložiska SKF 32924

Názov parametru	Hodnota
Diera vnútorného krúžku	$d_{lož.} = 120 \text{ mm}$
Vonkajší priemer	$D = 165 \text{ mm}$
Šírka ložiska	$B = 29 \text{ mm}$
Základná dynamická únosnosť	$C = 204 \cdot 10^3 \text{ N}$
Základná statická únosnosť	$C_0 = 305 \cdot 10^3 \text{ N}$
Medzné únavové zaťaženie	$P_u = 32 \cdot 10^3 \text{ N}$
Limitný koeficient	$e = 0,35$
Súčiniteľ axiálneho zaťaženia ložiska	$Y = 1,7$
Súčiniteľ axiálneho zaťaženia ložiska	$Y_0 = 0,9$
Hmotnosť ložiska	$m_{lož.} = 1,79 \text{ kg}$

Jedná sa o ložisko s čiarovým stykom, preto mocniteľ ložiska a je rovný:

$$a = 10/3$$

Maximálna radiálna sila na ložisko horného podávacieho valca je známa. Zodpovedá polovici prítlačnej sily:

$$F_r = \frac{N_1}{2}$$

$$F_r = \frac{8\,357,50}{2} = 4\,178,75 \text{ N}$$

Axiálnu silu na podávací valec nie je možné exaktne určiť, preto je volená empiricky ako 10% z radiálnej sily:

$$F_a = F_r \cdot 0,10$$

$$F_a = 4\,178,75 \cdot 0,10 = 417,88 \text{ N}$$

Ďalším krokom je overenie pomeru axiálneho k radiálnemu zaťaženiu na ložisko. Táto hodnota musí byť menšia ako limitný koeficient e , daný výrobcom. Keďže bol tento pomer volený empiricky 0,1, táto hodnota vyhovuje. Je ale nutné dávať pozor, aby podávacie valce neboli axiálne zaťažované viac ako 35% radiálneho zaťaženia:

$$e > \frac{F_a}{F_r}$$

$$0,35 > 0,1$$

Po overení limitného koeficientu, je možné prejsť k výpočtu základnej životnosti ložiska L_{10} podľa ISO 281. Najprv je nutné vypočítať ekvivalentné dynamické zaťaženie ložiska P :

$$P = F_r + Y \cdot F_a$$

$$P = 4178,75 + 1,7 \cdot 417,88 = 4\,889,15 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a \cdot 10^6$$

$$L_{10} = \left(\frac{204 \cdot 10^3}{4\,889,15}\right)^{10/3} \cdot 10^6 = 251\,955 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

Zo základnej životnosti ložiska L_{10} je už možné vypočítať hľadanú hodnotu základnej životnosti v hodinách:

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{60 \cdot n}$$

$$L_{10h} = \frac{251\,955 \cdot 10^6}{60 \cdot 66,85} = 62\,816\,006 \text{ h}$$

Výsledná hodnota je v rádoch miliónov hodín. Zároveň sa jedná o životnosť pri najvyšších otáčkach. Pri nižších otáčkach by bola táto hodnota ešte vyššia. Odporúčaná hodnota podľa SKF pre nepretržite využívané stroje v osemhodinovej prevádzke je v rozmedzí 20 000 ÷ 30 000 h. [11] Z tejto skutočnosti plynie, že dvojica ložísk v uložení horného podávacieho valca je značne predimenzovaná a bolo by možné zvoliť uloženie pre menšie namáhania a menšie rýchlosti.

3.5.10 Životnosť ložiska dolného podávacieho valca

Pre uloženie dolného podávacieho valca je použitá rovnaká dvojica ložísk ako pre horný podávací valec. Jedná sa o jednoradové kuželíkové ložisko SKF 32924. Maximálna hodnota namáhania v dolnom podávacom valci je ale väčšia ako v hornom valci. Tento fakt plynie z dôvodu pôsobenia hmotnosti tyče a komponentov podávacieho valca na dvojicu ložísk.

Hmotnosť súčiastok podávacieho valca uložených na dvojici ložísk bola získaná z programu SOLIDWORKS:

$$m_{\text{súč.}} = 200 \text{ kg}$$

Maximálna hmotnosť najväčšej tyče vyplýva z tabuľky 5. Rozloženie strojov a zariadení v rovnacej linke nie je špecifikované v zadaní. Z tohto dôvodu nie je možné presne určiť maximálne silové zaťaženie tyče na podávací valec. Bolo by možné predpokladať, že tyč bude v každom okamihu podoprená aj na inom mieste ako v podávacích valcoch, no pre výpočet je braná celá hmotnosť tyče:

$$m_{\text{tyč}} = 1\,500 \text{ kg}$$

Parametre ložiska je možné nájsť v predchádzajúcej podkapitole. Postup pre výpočet základnej životnosti je totožný s výpočtom životnosti horného podávacieho valca.

Maximálna radiálna sila na ložisko horného podávacieho valca je známa. Zodpovedá polovici prítlačnej sily:

$$F_r = \frac{N_1 + (m_{\text{súč.}} + m_{\text{tyč}}) \cdot g}{2}$$
$$F_r = \frac{8\,357,50 + (200 + 1\,500) \cdot 9,81}{2} = 12\,517,25 \text{ N}$$

Hodnota axiálnej sily je volená rovnaká ako v hornom podávacom valci:

$$F_a = 417,88 \text{ N}$$

Ďalším krokom je overenie pomeru axiálneho k radiálnemu zaťaženiu na ložisko. Tento pomer vyhovuje limitnému koeficientu daného výrobcom. Znova ale platí, že axiálna sila je volená empiricky a pri skutočnej prevádzke by bolo vhodné overiť túto hodnotu:

$$e > \frac{F_a}{F_r}$$
$$0,35 > \frac{417,88}{12\,517,25}$$
$$0,35 > 0,03$$

Po overení limitného koeficientu, je možné prejsť k výpočtu základnej životnosti ložiska L_{10} podľa ISO 281. Najprv je nutné vypočítať ekvivalentné dynamické zaťaženie ložiska P :

$$P = F_r + Y \cdot F_a$$
$$P = 12\,517,25 + 1,7 \cdot 417,88 = 13\,227,65 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a \cdot 10^6$$

$$L_{10} = \left(\frac{204 \cdot 10^3}{13\,227,65}\right)^{10/3} \cdot 10^6 = 9130 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

Zo základnej životnosti ložiska L_{10} je už možné vypočítať hľadanú hodnotu základnej životnosti v hodinách:

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{60 \cdot n}$$

$$L_{10h} = \frac{9130 \cdot 10^6}{60 \cdot 66,85} = 2\,276\,240 \text{ h}$$

Výsledná hodnota je o niečo nižšia ako v hornom podávacom valci, no stále sa jedná o hodnotu v rádoch miliónov hodín. Zároveň stále platí, že sa jedná o životnosť pri najvyšších otáčkach. Dvojica ložísk v uložení dolného podávacieho valca je takisto predimenzovaná a bolo by možné zvoliť uloženie pre menšie namáhania a menšie rýchlosti.

3.5.11 Návrh tesného pera

Rozmery pera a drážky pre prenos krútiaceho momentu medzi hriadeľom a podávacím valcom sú navrhované podľa normy ČSN 02 2507. Pre hriadeľ s priemerom 135 mm je volené pero ČSN 02 2562 – 36e7 x 20 x 180. Volený materiál pera je oceľ E335.

Pre potvrdenie správnosti voľby je nutné skontrolovať pero na otláčenie. Pre tento výpočet je nutné poznať viaceré fakty:

- Predpokladá sa, že pero je namáhané veľkými rázmi
- Podávacie valce majú jednosmerný chod
- Hriadeľ aj rovník valec sú vyrobené z ocele

Rozmery pera a príslušné parametre:

Tab 8) Rozmery voleného tesného pera

Názov parametru	Hodnota
Šírka pera	$b_p = 36 \text{ mm}$
Výška pera	$h = 20 \text{ mm}$
Dĺžka pera	$l = 180 \text{ mm}$
Hĺbka drážky v hriadeľi	$t = 12,3 \text{ mm}$
Hĺbka drážky náboji	$t_1 = 7,7 \text{ mm}$
Základná hodnota tlaku pre náboj	$p_o = 150 \text{ MPa}$
Dovolený tlak na bokoch drážok v náboji	$p_d = 0,6p_o$
Krútiaci moment	$M_k = 1\,407,59 \text{ Nm}$
Priemer hriadeľa	$d_{hr.} = 0,135 \text{ m}$

Najprv je nutné vypočítať dovolený tlak na bokoch drážky [12]:

$$p_d = 0,6 \cdot p_o$$

$$p_d = 0,6 \cdot 150 = 90 \text{ MPa}$$

Ďalej je vypočítaná obvodová sila na povrchu hriadeľa z momentu pohonu:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d_{hr.}}$$

$$F = \frac{2 \cdot 1\,407,59}{0,135} = 20\,853,19 \text{ N}$$

Následne je možné overiť veľkosť tlaku medzi bokom drážky a voleným perom v porovnaní s maximálne dovoleným tlakom:

$$p_d \geq \frac{F}{t_1 \cdot (l - b_p)}$$

$$90 \geq \frac{20\,853,19}{7,7 \cdot (180 - 36)}$$

$$90 \text{ MPa} \geq 18,81 \text{ MPa}$$

Volené pero vyhovuje s bezpečnosťou k_{pero} :

$$k_{pero} = \frac{p_d}{p_{pero}} = \frac{90 \text{ MPa}}{18,81 \text{ MPa}} = 4,78$$

3.5.12 Kontrola drážkovania

Podávací valec je poháňaný skrz koniec hriadeľa motorom pomocou evolventného drážkovania. Drážkovanie je vhodné overiť voči jeho namáhaniu, konkrétne na otláčenie. V nasledujúcej tabuľke sú hodnoty voleného drážkovania a ďalšie parametre potrebné k výpočtom. [12]

Tab 9) Hodnoty drážkovania a parametre pre kontrolu tlaku na bokoch drážok

Názov parametru	Hodnota
Krútiaci moment	$M_k = 1\,407,59 \text{ Nm}$
Stredný priemer drážkového profilu	$d_s = 65 \text{ mm} = 0,065 \text{ m}$
Činná dĺžka drážkovania	$l = 45 \text{ mm} = 0,045 \text{ m}$
Činná výška drážkovania	$h = 3 \text{ mm} = 0,003 \text{ m}$
Počet drážok	$z = 22$
Korekčná konštanta	$K = 0,5$ (evolventné drážkovanie)
Dovolený tlak na bokoch drážok v náboji	$p_d = 90 \text{ MPa}$

Pre kontrolu drážkovania sú predpokladané rovnaké podmienky ako pri kontrole pera na otláčenie:

- Predpokladá sa, že drážkovanie je namáhané veľkými rázmi
- Podávacie valce majú jednosmerný chod
- Hriadeľ aj rovníkový valec sú vyrobené z ocele

Výpočet tlaku na bokoch drážok:

$$p_{\text{drážka}} = \frac{2 \cdot M_k}{d_s \cdot l \cdot h \cdot K \cdot z}$$

$$p_{\text{drážka}} = \frac{2 \cdot 1\,407,59}{0,065 \cdot 0,045 \cdot 0,003 \cdot 0,5 \cdot 22} = 29\,165\,294 \text{ Pa} = 29,2 \text{ MPa}$$

$$p_d \geq p_{\text{drážka}}$$

$$90 \text{ MPa} \geq 29,2 \text{ MPa}$$

Volená drážka vyhovuje s bezpečnosťou $k_{\text{drážka}}$:

$$k_{\text{drážka}} = \frac{p_d}{p_{\text{drážka}}} = \frac{90 \text{ MPa}}{29,2 \text{ MPa}} = 3,08$$

3.5.13 Zvislý posuv

Dvojica priamočiarych hydromotorov uskutočňuje výškový posuv podávacích valcov. Druhy namáhania týchto hydromotorov sú rovnaké ako v prvých dvoch variantoch. Horný hydromotor je namáhaný ako na tlak, tak aj na ťah. Dolný je namáhaný len na tlak. Hydromotory sú osadené na svojich koncoch okami pre čap.

Tab 10) Tabuľka hmotností komponentov zaťažujúcich priamočiary hydromotor

Komponent	Hmotnosť [kg]
L – rám	$m_1 = 170$
U – rám	$m_2 = 135$
Príruba pre upevnenie motora	$m_3 = 20$
Podávací valec	$m_4 = 150$
Hriadeľ	$m_5 = 50$
Pero	$m_6 = 1$
Kryty ložiskového priestoru	$m_7 = 8$
Ložiská s tesniacimi krúžkami	$m_8 = 5$
Mazivo	$m_9 = 2$

Celková hmotnosť je rovná:

$$m_{súčiastky} = \sum m_i = 541 \text{ kg}$$

Z toho veľkosť pôsobiacej sily:

$$F_{súčiastky} = m_{súčiastky} \cdot g$$
$$F_{súčiastky} = 541 \cdot 9,81 = 5\,307,21 \text{ N}$$

Horný hydraulický valec

Gravitačná sila pôsobí ako ťahová zložka horného hydraulického valca a ako časť tlakovej zložky dolného hydraulického valca. K tejto zložke je ešte nutné uvažovať koeficient $k = 1,2$ zahrňujúci nepresnosť výpočtu a straty vo vedení. Minimálnu ťahovú silu horného hydraulického valca je možné vypočítať:

$$F_{horný,ťah} = F_{súčiastky} \cdot k$$
$$F_{horný,ťah} = 5\,307,21 \cdot 1,2 = 6\,370 \text{ N}$$

Horný hydraulický valec musí byť zároveň schopný vyvinúť tlakovú silu pre uchopenie tyče a jej následný posuv. Čiastočne môže využívať hmotnosť zavesených komponentov pre vyvolanie tejto sily, z tohto dôvodu minimálna tlaková sila:

$$F_{horný,tlak} = (N_1 - F_{súčiastky}) \cdot k =$$
$$F_{horný,tlak} = (8\,357,50 - 5\,307,21) \cdot 1,2 = 3\,660 \text{ N}$$

Dolný hydraulický valec

Na dolný valec pôsobí ešte hmotnosť tyče, pričom je braná celá hmotnosť najväčšej tyče 1 500 kg. Takisto je nutné zohľadniť koeficient $k = 1,2$. Minimálna tlaková sila dolného hydraulického valca:

$$F_{\text{dolný,tlak}} = (m_{\text{súčiastky}} + m_{\text{tyč}}) \cdot g \cdot k$$

$$F_{\text{dolný,tlak}} = (541 + 1\,500) \cdot 9,81 \cdot 1,2 = 24\,030\,N$$

Okrem silových parametrov je nutné zvoliť aj zdvih daných valcov. Ako už bolo spomínané v predchádzajúcich kapitolách, rovnacia linka nebola bližšie špecifikovaná. V niektorých linkách sú umiestnené posuvné vpustky, ktoré vchádzajú až do priestoru medzi horný a dolný podávací valec. Z tohto dôvodu je volený zdvih dolného valca 150 mm a zdvih horného valca 350 mm.

Na základe vypočítaných parametrov vyberám hydraulické valce od firmy Bosch rexroth, typ mill a model CDH3MP5. Konkrétny model horného valca má označenie CDH3MP5/40/28/350A3X/B11CAUMW. Dolný valec je označený CDH3MP5/40/28/150A3X/B11CAUMW.

3.5.14 Lineárne vedenie

Pre zvislý posuv sú využívané lineárne vedenia. Vedenie je namontované priamo na ráme, no kvôli otvoru pre pohon sú od seba viac vzdialené ako v prvej variante.

Lineárne vedenie sa skladá z dvoch hlavných častí. Z vozíka a z koľajnice. V tomto konštrukčnom návrhu je použité lineárne vedenie značky HIWIN. Konkrétne sa jedná o vozík z rady HGW a koľajnicu z rady HGR.

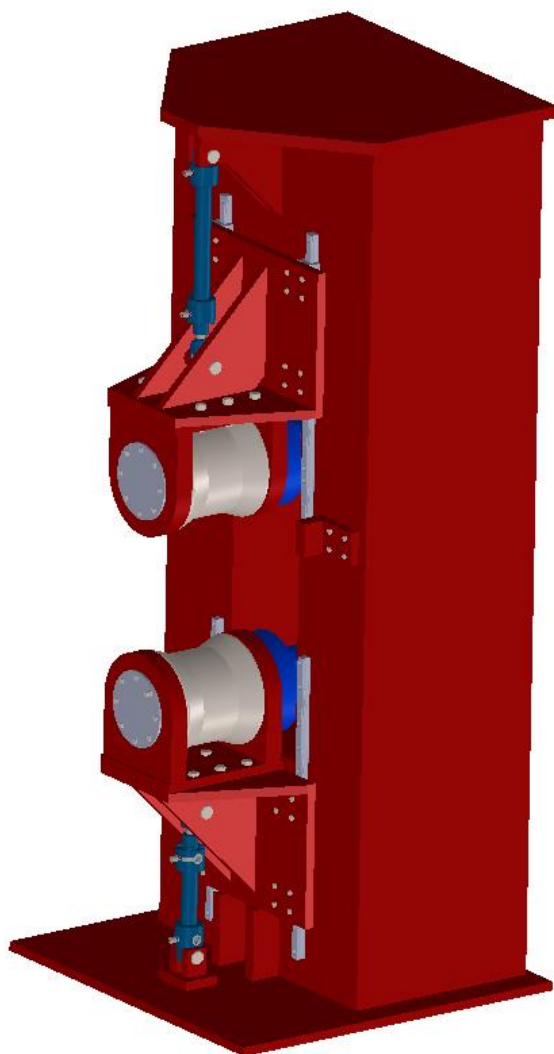
Rada HG využíva guľkový spôsob lineárneho vedenia. Vozík má implementované štyri obežné rady guľiek a zaručuje vysokú tuhosť, únosnosť a účinnosť. [13]

3.5.15 Rám zariadenia

Rám sa skladá zo zvarenca. Tento rám má takisto otvor pre pohon. Pohonnou jednotkou je, rovnako ako vo variante I, rotačný zubový hydromotor firmy EATON. Krútiaci moment je prenášaný pomocou vystupujúceho hriadeľa z motora. Drážkový náboj je ale posunutý mimo ložisko uloženia podávacieho valca. Z tohto dôvodu vzniká dlhšie uloženie s prírubou s väčším priemerom a preto je otvor pre pohon v ráme najväčší zo všetkých variantov.

Stĺp rámu je privarený k základovej doske, v ktorej sú otvory pre upevnenie zariadenia k podlahe. Na tejto doske je, ako v prvých dvoch variantoch, umiestnený malý zvarenec pre čap dolného priamočiareho hydromotora. Na vrchnej časti rámu je privarená doska, ktorá je podopieraná dvojicou privarených výstuh z plechov. V týchto plechoch je umiestnený otvor pre čap horného priamočiareho hydromotora.

Pre uloženie podávacích valcov do kľudného režimu sú pridané dorazy pre horné aj dolné valce.



Obr. 23) Navrhované zariadenie podávacích valcov – variant III

3.5.16 Tvar valcov

Pre posuv tyče a kruhového materiálu môžu byť využité rôzne tvary podávacích valcov. Možné typy sú nasledujúce:

- Hyperboloidné
- Valcovité s valcovou styčnou plochou a bočným vedením
- Prizmatické
- Kombinácia vyššie spomínaných (spodný valec iný ako horný)

V tejto záverečnej práci sú obidva valce valcovité s valcovou styčnou plochou a bočným vedením. Tento typ je použitý z dôvodu možnosti priečneho pohybu tyče po podávacom valci v prípade vysokej krivosti tyče. Takisto nie sú špecifikované dopravné žľaby, vpustky, prípadne iné zariadenia, ktoré by mohli akokoľvek obmedzovať alebo naopak vymedzovať pohyb tyče.

Druhým možným variantom by bolo použitie prizmatických valcov, ktoré ale vymedzujú tyč v priečnom smere a v prípade veľkých krivostí tyče by mohlo nastať vzpriečenie.

3.5.17 Zhrnutie vlastností

Prehľadné zhrnutie výhod a nevýhod navrhovaného variantu III je možné vidieť v nasledujúcej tabuľke.

Tab 11) Zhrnutie výhod a nevýhod navrhovaného variantu III

Výhody
Ťažisko podávacieho valca s pohonom bližšie k zvislej ploche lineárneho vedenia
Menší moment na lineárne vedenie
Nevýhody
Väčšie rozmery pripevnenia pohonu
Väčšia zástavbová plocha kvôli väčšiemu prierezu rámu zariadenia oproti variantu I
Viac materiálu pre rám zariadenia oproti variantu I
Väčší počet zvarov rámu zariadenia oproti variantu I

4 ZÁVER

Táto záverečná práca sa zaoberá analýzou súčasného stavu poznania podávacích valcov na trhu. Na túto časť sú následne nadviazané tri konštrukčné návrhy, z ktorých je jeden popísaný a podložený výpočtom.

V úvode práce je predstavená problematika rovnania, typy rovnacích strojov a zároveň podávacích zariadení. Taktiež sú popísané dostupné konštrukčné varianty podávacích valcov pre rovnačky. Na týchto ukázkach je možné vidieť rozdielnosť konštrukčných variantov podávacích valcov.

Dôležitým rozdielom v týchto variantoch je natočenie podávacích valcov ako aj ich vzájomné natáčanie. Vzájomné natáčanie rovnacích valcov v rovnačkách je dôležité pre zníženie ich opotrebovania. Nadmerné opotrebovanie vzniká pri jednobodovom kontakte v strede valca alebo pri dvojbodovom na jeho okrajoch. Tejto problematike sa venuje veľké množstvo záverečných prác a vedeckých článkov po celom svete. Nie je z nich ale jasné, či nadmerné opotrebovanie vzniká aj pri podávacích valcoch s natočenými hyperboloidnými valcami bez ich vzájomného natáčania. Rozdiel v zaťažení v rovnačke a v podávacích valcoch je totiž značný. V rovnačkách vznikajú sily o veľkosti tisícov kN, pričom v podávacích valcoch to sú len jednotky prípadne desiatky kN. V podávacích valcoch je nežiadané nadmerné silové pôsobenie, keďže by mohlo vytvárať ďalšie nežiadané deformácie a krivosti podávanej tyče. Po zhrnutí všetkých poznatkov bol v konštrukčnej časti eliminovaný návrh s natočenými valcami. Na konci analýzy stavu poznania sú takisto popísané druhy hydraulických pohonov, ktoré sú vhodnými adeptami pre pohon navrhovaného zariadenia.

V druhej hlavnej časti tejto práce boli vypracované tri konštrukčné návrhy. Prvý konštrukčný variant využíva rám s rovnakým prierezom po jeho celej výške. Rotačný zubový hydromotor je orientovaný na vzdialenejšiu stranu od celého rámu. Výhodou tohto variantu je menšia dĺžka uloženia valca oproti ostatným variantom, najmenšia zástavbová plocha, jednoduchší rám a teda aj jeho rýchlejšia a jednoduchšia výroba. Nevýhodou je väčší priemer hriadeľa podávacieho valca a väčšie namáhanie lineárneho vedenia.

Druhý variant už využíva rám s otvorom pre pohon. Pre pohon podávacích valcov je v tomto návrhu využitý elektrický pohon pomocou elektromotora s prevodovkou a prenosom krútiaceho momentu pomocou klbového hriadeľa. Tento koncept umožňuje zmenšenie priemeru hriadeľa. Okrem toho posúva ťažisko bližšie k rámu, čo zmierňuje namáhanie na lineárne vedenie. Nevýhodou je väčšia dĺžka uloženia oproti prvému variantu a najväčšia celková zástavbová plocha z dôvodu použitia elektroprevodovky a takisto rámu s otvorom.

V poslednej, hlavnej, variante je volený opäť pohon podávacích valcov pomocou rotačného zubového hydromotora. Zmenou oproti prvému variantu je umiestnenie pohonu. Je využívaný otvor v ráme, ktorý je širší ako v druhom variante. Dôvodom rozšírenia otvoru je posunutie diery pre drážkovanie mimo ložisko a tým zmenšenie priemeru hriadeľa. V návrhu je ďalej overená životnosť ložiska, ktorá vychádza vyššia ako je odporúčaná a bolo by teda možné použiť ložisko určené pre menšie namáhanie. Takisto je overené drážkovanie a pero na prípadné otláčenie. V návrhu sú takisto vybrané priamočiare hydromotory, ktoré v spolupráci s vybraným lineárnym vedením umožňujú výškový posuv. Tvar podávacích valcov bol zvolený valcovitý. Rozdiel pri podávaní tyče medzi valcovitým, prizmatickým, prípadne hyperboloidným valcom by bolo ale vhodné experimentálne overiť.

5 ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] Ručná rovnáčka drôtu. In: *Profing* [online]. Piešťany: Profing, 2021 [cit. 2021-04-02]. Dostupné z: <https://www.profing.sk/rovnacky-drotu/rucna-rovnacka-drotu>
- [2] KAMELANDER, Ivan. *Tvářecí stroje II. 2*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1989. ISBN 80-214-1038-8.
- [3] MG PLATE STRAIGHTENING MACHINE. In: *MGSRL* [online]. Fossano: MG, 2018 [cit. 2021-04-02]. Dostupné z: https://mgsrl.com/en/portfolio_page/plate-straightening-machine/
- [4] Profile straightening. In: *Bueltmann* [online]. Neuenrade: Bueltmann, 2021 [cit. 2021-04-02]. Dostupné z: <https://www.bueltmann.com/profile-straightening.html>
- [5] Oblique Bar and Tube Straightener XRK 2-80 ŽĎAS, a.s. In: *YouTube* [online]. Žďár nad Sázavou: ŽĎAS, 2014 [cit. 2021-04-02]. Dostupné z: www.youtube.com/watch?v=KaP48aTcBAG&ab_channel=%C5%BD%C4%8EAS%20Ca.s
- [6] XRK 10-150. In: *ŽĎAS* [online]. Žďár nad Sázavou: ŽĎAS, 2021 [cit. 2021-04-02]. Dostupné z: <https://www.zdas.com/market-industries/engineering-industry/>
- [7] Podavač tyčí Haas. In: *Haas* [online]. Oxnard: Haas, 2021 [cit. 2021-04-24]. Dostupné z: <https://www.haascnc.com/cs/service/troubleshooting-and-how-to/troubleshooting/haas-bar-feeder---troubleshooting-guide.html>
- [8] 2-roll straightening machine for black material. In: *Bueltmann* [online]. Neuenrade: Bueltmann, 2021 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.bueltmann.com/bar-straighteners.html>
- [9] Tube straightening machine. In: *Rollform* [online]. India: Rollform, 2013 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: https://www.rollformindia.com/tube_straightening_machine.html
- [10] SMS Group Magazine. In: *SMS Group* [online]. MÖNCHENGLADBACH: SMS Group, 2018 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.sms-group.com/sms-group-magazine/overview/voestalpine-tubulars-gmbh-co-kg-long-term-experience-on-both-sides/category/references>
- [11] Products. In: *Turner* [online]. Ohio: Turner, 2021 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.turnermachineco.com/products/>
- [12] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů: studijní text - syllabus*. Brno, 2009.
- [13] Low Speed, High *Torque* Motors. Eden Prairie, 2018. Dostupné také z: https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_1323.pdf

- [14] 32924: Tapered roller *bearings*, single row. Göteborg, 2021. Dostupné také z: <https://www.skf.com/id/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-32924>
- [15] Valivá ložiska. Göteborg, 2019. Dostupné také z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf
- [16] SHIGLEY, Joseph Edward. Konstruování strojních součástí. 1. Brno: VUTUM, 2010. ISBN 9788021426290.
- [17] Řada HG/QH. *Hiwin* [online]. Brno: Hiwin, 2021 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-vedeni/rada-hg-qh>

6 ZOZNAM SKRATIEK, SYMBOLOV, OBRÁZKOV A TABULIEK

6.1 Zoznam použitých symbolov a skratiek

Označenie	Jednotka	Názov
$a_{tyč.}$	$m.s^{-2}$	Zrýchlenie tyče
a	-	Mocniteľ druhu ložiska
B	M	Šírka ložiska
b_p	m	Šírka pera
C	N	Základná dynamická únosnosť
C_0	N	Základná statická únosnosť
D	m	Vonkajší priemer ložiska
$d_{hr.}$	m	Priemer hriadeľa v mieste uloženia
$d_{lož.}$	m	Priemer diery vnútorného krúžku ložiska
e	-	Limitný koeficient zaťaženia ložiska
ε	$rad.s^{-2}$	Uhlové zrýchlenie
F	N	Celková sila pre podanie tyče
F_a	N	Axiálna sila na uloženie podávacieho valca
$F_{dolný,tlak}$	N	Minimálna tlaková sila dolného priamočiareho valca
$F_{horný,tlak}$	N	Minimálna tlaková sila horného priamočiareho valca
$F_{horný,ťah}$	N	Minimálna ťahová sila horného priamočiareho valca
F_r	N	Radiálna sila na uloženie podávacieho valca
F_{t1}	N	Trecia sila podávacieho valca
F_{t2}	N	Odporová trecia sila medzi tyčou a privádzacím žľabom
h	m	Výška pera
I_{rot}	$kg.m^2$	Moment zotrvačnosti rotujúcich častí
K	-	Korekčná konštanta v návrhu drážkovania
$k_{drážka}$	-	Navrhovaná bezpečnosť drážkovania
k_{pero}	-	Navrhovaná bezpečnosť pera
L_{10}	ot.	Základná životnosť ložiska
L_{10h}	h	Základná životnosť ložiska
l	m	Dĺžka pera
M_{kc}	N.m	Celkový moment potrebný pre pohon
M_{ki}	N.m	Zložky momentu potrebné pre pohon
$m_{súč.}$	kg	Celková hmotnosť súčiastok uložených na ložisku podávacieho valca

$m_{tyč}$	kg	Hmotnosť tyče
$m_{lož.}$	kg	Hmotnosť ložiska
μ_s	-	Statický súčiniteľ trenia
N_1	N	Prítlačná sila jedného podávacieho valca
N_2	N	Normálová sila od privádzacieho žľabu na tyč
n	ot.min ⁻¹	Otáčky podávacieho valca
n_{max}	ot.min ⁻¹	Maximálne otáčky podávacieho valca
n_{min}	ot.min ⁻¹	Minimálne otáčky podávacieho valca
P	N	Ekvivalentné dynamické zaťaženie ložiska
p_d	Pa	Dovolený tlak na bokoch drážok
$p_{drážka}$	Pa	Vypočítaný tlak na bokoch drážok v drážkovaní
p_o	Pa	Základná hodnota tlaku pre náboj
P_u	N	Medzné únavové porušenie
r	m	Polomer valca
$\rho_{tyč}$	kg.m ⁻³	Hustota materiálu tyče
t	m	Hĺbka drážky v hriadelí
t_1	m	Hĺbka drážky v náboji
$t_{tyč.}$	s	Čas rozbehu tyče
$V_{tyč}$	m ⁻³	Objem tyče
v	m.s ⁻¹	Rýchlosť podávania tyče
v_{max}	m.s ⁻¹	Maximálna rýchlosť podávania tyče
v_{min}	m.s ⁻¹	Minimálna rýchlosť podávania tyče
ω	rad.s ⁻¹	Uhlová rýchlosť
Y	-	Súčiniteľ axiálneho zaťaženia ložiska
Y_0	-	Súčiniteľ axiálneho zaťaženia ložiska
z	-	Počet drážok v drážkovaní

6.2 Zoznam tabuliek

Tab 1)	Parametre rovnačky v linke s navrhovanými podávacími valcami	36
Tab 2)	Zhrnutie výhod a nevýhod navrhovaného variantu I.....	40
Tab 3)	Zhrnutie výhod a nevýhod navrhovaného variantu II	44
Tab 4)	Zadané parametre tyče.....	45
Tab 5)	Hmotnosť tyčí jednotlivých priemerov	46
Tab 6)	Parametre rotačného hydromotora EATON TIS 45 805 cm ³ .ot ⁻¹	51
Tab 7)	Parametre jednoradového kuželíkového ložiska SKF 32924	54
Tab 8)	Rozmery voleného tesného pera.....	58
Tab 9)	Hodnoty drážkovania a parametre pre kontrolu tlaku na bokoch drážok.....	59
Tab 10)	Tabuľka hmotností komponentov zaťažujúcich priamočiary hydromotor.....	60
Tab 11)	Zhrnutie výhod a nevýhod navrhovaného variantu III	64

6.3 Zoznam obrázkov

Obr. 1)	Ručná rovnačka drôtu od firmy Profing	19
Obr. 2)	Rovnačka na plech od firmy MG SRL	20
Obr. 3)	Rovnačka na profily od firmy Bültmann.....	21
Obr. 4)	Dvojvalcová rovnačka XRK 2-80 od firmy ŽĎAS	22
Obr. 5)	Desaťvalcová rovnačka od firmy ŽĎAS	23
Obr. 6)	Haas podávač tyčí.....	25
Obr. 7)	Podávacie valce a rovnačka firmy Bültmann	27
Obr. 8)	Rovnacia linka firmy Rollform.....	28
Obr. 9)	Podávacie valce firmy SMS Group	29
Obr. 10)	Rovnačka v spojení s podávacími valcami firmy Turner	30
Obr. 11)	Rovnačka oddelená od podávacích valcov firmy Turner	31
Obr. 12)	Podávacie valce firmy ŽĎAS	32
Obr. 13)	Navrhované zariadenie podávacích valcov – variant I.....	37
Obr. 14)	Kryt ložiskového priestoru na strane hydromotora – variant I.....	38
Obr. 15)	Uloženie podávacieho valca – variant I.....	39
Obr. 16)	Navrhované zariadenie podávacích valcov – variant II.....	41
Obr. 17)	Podávací valec s prírubou pre kĺbový hriadeľ – variant II	42
Obr. 18)	Uloženie podávacieho valca – variant II	43
Obr. 19)	Grafické zobrazenie silového pôsobenia na tyč pri prekonávaní trecích síl....	47
Obr. 20)	Charakteristika zvoleného rotačného hydromotora	51
Obr. 21)	Detail pripevnenia rotačného hydromotora k rámu valca – variant III	52

Obr. 22) Rez uloženia podávacieho valca – variant III	53
Obr. 23) Navrhované zariadenie podávacích valcov – variant III	62

7 ZOZNAM PRÍLOH

Výkresy:

- 01-DH-DP
- 02-DH-DP
- 03-DH-DP
- 04-DH-DP
- 05-DH-DP